3 Bestandteile des Fahrwerks

3.1 Struktur des Fahrwerks

Der größte Teil des Buches ist den Bestandteilen des Fahrwerks gewidmet. Unter den Bestandteilen sind die Untersysteme des Fahrwerks und dessen Module und Bauteile zu verstehen. Da die Struktur des Fahrwerks sich sowohl nach Funktion als auch nach Gestalt definieren lässt, ergibt sich eine Systematik, die nicht überschneidungsfrei ist.

3.1.1 Funktionelle Struktur des Fahrwerks

Die Funktionen des Fahrwerks sind bereits in Kapitel 1 diskutiert. Diese sind:

- (Rad)führen,
- Lenken,
- Federn,
- Dämpfen,
- Bremsen,
- Antreiben,
- Radlagern,
- Kontakt zur Fahrbahn herstellen,
- Fahrwerkfunktionen koordinieren, Fahrdynamikregeln,
- (Fahrer) assistieren.

Diese Funktionen werden von Teilsystemen des Fahrwerks erfüllt, wie Achssystem, Lenkungssystem, Federungssystem, Dämpfungssystem, Bremssystem, Antriebssystem, Reifensystem, Fahrdynamiksystem, Fahrerassistenzsystem. Die physikalischen Komponenten zur Realisierung der Funktionen lassen sich meist nicht unabhängig von anderen Systemkomponenten betrachten. Sie sind auch nicht als vormontierbare Module zusammenzufassen. Zum Bremssystem gehören z.B. Bremspedal, Bremskraftverstärker, Bremszylinder, Bremskraftverteiler, ABS/ESP Hydrauliksteuerblock, Bremssattel, Bremsscheiben, Bremsflüssigkeit, Hydraulikleitungen, Bremssensorik, Bremsregelungselektronik. Diese müssen zwar zusammen entwickelt, getestet und freigegeben werden, haben eine gemeinsame Regelungsstrategie und Steuerungssoftware, befinden sich aber räumlich nicht in unmittelbarer Nähe. Das Layout der Funktionsstruktur hat bei der Entwicklung und Funktionserfüllung eine große Bedeutung. Es leitet sich weniger aus den Notwendigkeiten der Fertigung und Montage der Bauteile ab. Der Grund dafür ist einerseits die bedienungs- und funktionsgerechte räumliche Unterbringung der Komponenten und andererseits, die wegen der Teilintegration entstandene Erfüllung mehrere Funktionen durch ein einziges Bauteil oder Modul.

Die Systeme unterscheiden sich in Arbeitsweise und Aufbau, beeinflussen jedoch in unterschiedlicher Weise die Fahrdynamik des Gesamtfahrzeugs und müssen daher aufeinander abgestimmt sein [1]. Obwohl jedes der Systeme autonom arbeiten könnte, ergibt sich durch eine ausgewogene Systemintegration eine bessere Funktionalität, wie z.B. Querstabilitätsregelung durch integrierte Motorsteuerung, Bremseingriff, Torque Vectoring (Einzelradantrieb) bzw. Lenkung. Deshalb wurden die Funktionen in einer übergeordneten Funktionsebene zusammengeführt, die *Domänen* genannt werden (**Bild 3-1**).

Das Fahrzeug hat drei funktionelle Domänen:

- *Längsdynamik* (Antrieb, Bremsen, Reifen),
- *Vertikaldynamik* (Federung, Dämpfung, Reifen),
- *Querdynamik* (Lenkung, Einzelradbremsung, Einzelradantrieb, Eigenlenkverhalten, Reifen).

Die einzelnen Regelsysteme können nach ihrer primären Funktion den drei fahrdynamischen Domänen zugeordnet werden, sind aber funktional nicht auf eine Domäne beschränkt [2].

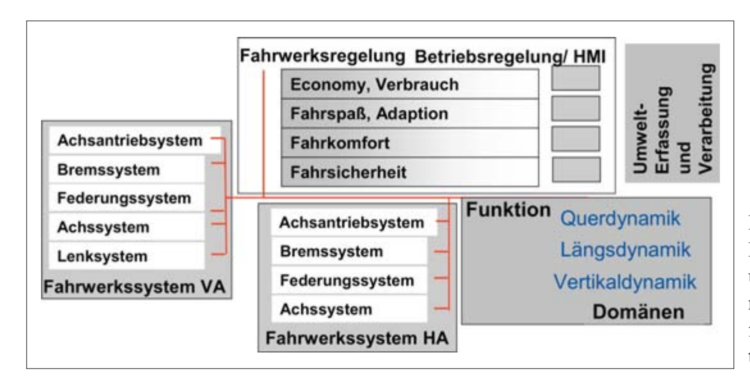


Bild 3-1:
Domänenstruktur des Fahrwerks und die dazugehörigen Funktionen; HMI Human Machine Interface, VA Vorderachse, HA Hinterachse [2]

3.1.2 Modulare Struktur des Fahrwerks

Die Funktionsstruktur des Fahrwerks ist für dessen konstruktiven Aufbau und Montage nicht zweckmäßig, deshalb muss parallel dazu eine montagegerechte Modulstruktur definiert werden. Hier werden auch die Komponenten mit einbezogen, die zum Führen des Fahrzeugs erforderlich sind: Lenkrad, Lenksäule, Pedalerie.

Die vormontierbaren Module des Fahrwerks bestimmen dessen gestalterische Struktur. Diese lassen sich entsprechend der Montagereihenfolge in mehreren Ebenen aufteilen (**Bild 3-2**):

Oberste Ebene → Fahrwerk

- ♦ Achsen
- ♦ Rad/Ecke (Corner)
- ♦ Reifen, Felgen
- ♦ Aggregatelagerung

Mittlere Ebene → Achsen, Corner, Reifen

- ♦ Vorderachse
  - – Achsträger
  - – Stabilisator
  - – Aggregatelagerung
  - – Achsantrieb (Seitenwellen)
  - – Lenkung
- ♦ Hinterachse
  - – Achsträger
  - – Stabilisator
  - – Achsantrieb (Seitenwellen, Differenzial, -lagerung)
- ♦ Rad /Ecke (Corner)
  - – Radführung
  - – Feder / Dämpfer
  - – Radlagerung
  - – Radbremse
- ♦ Reifen, Räder
  - – Felgen
  - – Reifen
  - – Reifendrucksensor

Untere Ebene

- ♦ Achsträger: Hilfsrahmen, Hilfsrahmenlagerung,
- ♦ Stabilisator: Stabilisatorstange, Stabilisatorlagerung, Stabilisatorenker,
- ♦ Aggregatelagerung,
- ♦ Achsantrieb: Differenzial, Seitenwellen, Antriebslagerung,
- ♦ Lenkung: Spurstange, Lenkgetriebe, Lenkwelle, Lenksäule, Leitungen,
- ♦ Radführung: Lenker mit Gelenken, Radträger, Radnabe, Radlager, Sensorik,
- ♦ Feder/Dämpfer: Feder, Federteller, Dämpfer, Dämpferlagerung,
- ♦ Radbremse: Bremssattel, Bremsbeläge, Bremsscheibe, Betriebsbremse, Leitungen, Pedalerie.

3.1.3 Bestandteile des Fahrwerks

Die Aufteilung des Kapitels „Bestandteile des Fahrwerks“ lehnt sich an diese Struktur an, nämlich Achsantrieb, Radbremse, Servolenkung, Federung, Dämpfung, Radführung, Radlagerung und Reifen. Dabei stehen mehr die modularen als die funktionellen Aspekte im Vordergrund. Die Komponenten und Module, die unmittelbar passive bzw. semiaktive Funktionen bestimmen, werden ebenfalls in diesem Kapitel mit beschrieben. Die Achsen und deren Komforteigenschaften (NVH) werden in eigenen Kapiteln 4 und 5 behandelt. Die übergreifenden aktiven (elektronischen) Funktionen sind im Kapitel 7 zusammengefasst.

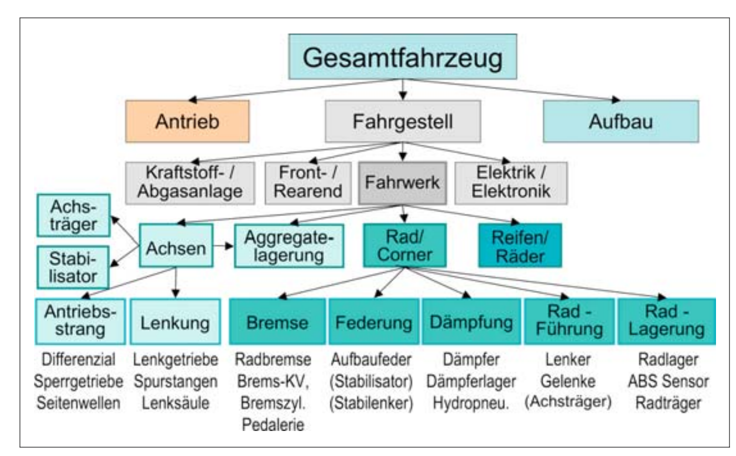


Bild 3-2:
Modulare Struktur des Fahrwerks

Verbrauchs- und schadstoffarm und dabei leistungsfähig wie nie: Ottomotoren der Zukunft



Basshuysen, Richard van (Hrsg.)
Ottomotor mit Direkteinspritzung
Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial
2007. XVIII, 445 S. Mit 399 Abb.
(ATZ-MTZ Fachbuch) Geb. ca. EUR 34,90
ISBN 978-3-8348-0202-6

DER INHALT

Geschichte der Gemischbildung und der Direkteinspritzung - Verbrennungsverfahren - Einspritzsysteme - Leistung und Drehmoment - Kraftstoffverbrauch - Schadstoffemission - Aufladung - Downsizing - Geräuschemission - Motorkonzepte - Betriebsstoffe - Ausblick

DAS BUCH

Der Ottomotor mit Direkteinspritzung erlangt zunehmende Bedeutung. Dessen Potenzial ist bei weitem noch nicht ausgeschöpft. Leistungs- und Drehmomenterhöhung gepaart mit weiter reduziertem Kraftstoffverbrauch bei gleichzeitiger Schadstoffreduzierung geben klar die Richtung künftiger Entwicklungen vor. Als Schlüssel für diese Entwicklung können aus heutiger Sicht neue Einspritz- und Verbrennungsverfahren gelten, die den Technologieschub bewirken. Das Buch stellt die neuesten Entwicklungen zusammen, beleuchtet und bewertet Motorkonzepte, wie z. B. Downsizing und beschreibt die Anforderungen an Werkstoffe und Betriebsstoffe. Der Ausblick am Ende des Buches beleuchtet die Frage, ob Ottomotoren in Zukunft das Niveau von Dieselmotoren erreichen werden.

DER HERAUSGEBER

Dr.-Ing. E. h. Richard van Basshuysen war bei Audi Entwicklungsleiter der Fahrzeug-Komfortklasse und der Motor- und Getriebeentwicklung. Er ist heute Herausgeber der ATZ und MTZ. Ihm wurde u. a. die Benz-Daimler-Maybach-Ehrenmedaille 2001 des VDI für die Serieneinführung des Pkw-Dieselmotors mit Direkteinspritzung verliehen sowie der hochdotierte Ernst-Blickle-Preis 2000.

Abraham-Lincoln-Straße 46
D-65189 Wiesbaden
Fax 0611.7878-420
www.vieweg.de



3.2 Antriebsstrang

Das Motordrehmoment wird über den Antriebsstrang zu den Rädern weitergeleitet. Im Antriebsstrang gehören Verteilergetriebe, Power take off, Achsgetriebe, Differenziale und Seitenwellen zum Fahrwerkumfang (**Bild 3-3**). „*Power take off*" zweigt das Antriebsmoment des Front- bzw. Quermotors zur Hinter- oder Vorderachse ab. „*Vorder bzw. Hinterachsgetriebe*" verteilen das Drehmoment zum rechten und linken Rad und lassen unterschiedliche Drehzahlen beider Räder zu. „*Seitenwellen*" schließlich übertragen das Drehmoment von diesen Getrieben zu den Rädern. Um durch die Radfederung entstehenden Winkel- oder Längenänderungen auszugleichen, sind in die Seitenwellen Gleichlaufgelenke und Elemente zum Längenausgleich integriert [3].

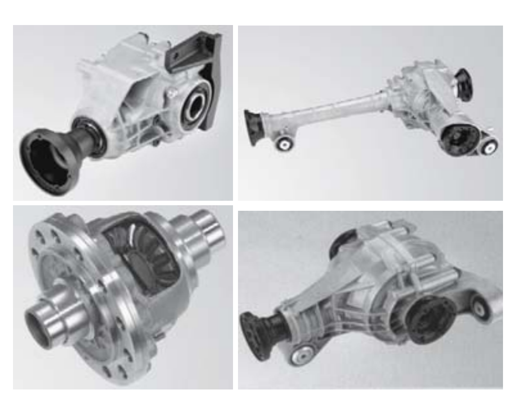


Bild 3-3: PTO, Achsgetriebe, Differenzial [3]:
PTO Powert Take Off (oben links), Achsgetriebe (oben rechts), Differenzial (unten links), Achsgetriebe (unten rechts)

3.2.1 Anordnungen

Für den Zusammenhang zwischen Fahrwerk und Antriebsstrang ist die Lage des Motors und der angetriebenen Achse wesentlich. Hier werden nur die zwei wichtigsten Grundtypen von Antriebsstranganordnungen betrachtet: zum einen der Frontantrieb mit vorne quer angeordnetem Motor (s. Bild 1-11), zum andern den so genannten Standardantrieb mit Längsmotor vorne und angetriebener Hinterachse (s. Bild 1-12) sowie deren Allradvarianten (s. Bild 1-13).
Beim Frontantrieb mit Quermotor ist das vordere Achsgetriebe am Schaltgetriebe angeschlossen und die Räder sind über Seitenwellen mit dem Achsgetriebeausgang verbunden. Beim Standardantrieb befindet sich der Achsantrieb in der Hinterachse. Die Verbindung zwischen Hauptgetriebeausgang und Achsgetriebeeingang übernimmt eine Kardanwelle.

3.2.2 Achsgetriebe

3.2.2.1 Differenziale

Im Normalfall wird das Antriebsmoment eines Kraftfahrzeuges über die beiden Räder einer angetriebenen Achse auf die Strasse gebracht. Dabei findet in der Regel eine Übersetzung ins Langsame statt, das Drehmoment wird entsprechend größer. Damit das Fahrzeug problemlos Kurven fahren kann, müssen sich die Räder mit unterschiedlichen Drehzahlen bewegen können.
Es werden deshalb Differenzialgetriebe zur Verteilung des Drehmomentes eingesetzt, die es zu gleichen Teilen auf die beiden Seitenwellen verteilen und dabei einen Drehzahlausgleich ermöglichen (Ausgleichsgetriebe). Dies sind meist Planetengetriebe mit der Standgetriebeübersetzung $i_0 = -1$, aus Kegelrädern. Erste Skizzen zu einer solchen Einrichtung (**Bild 3-4**) existieren schon von Leonardo da Vinci [4].
Die Verzahnung der Kegelräder ist meist recht grob (und kostengünstig) ausgeführt (**Bild 3-5**). Dies führt zwar zu einem schlechten Wirkungsgrad, dieser tritt aber nur bei Drehzahldifferenz auf und führt dann zu einer eher gewünschten geringen Sperrwirkung.

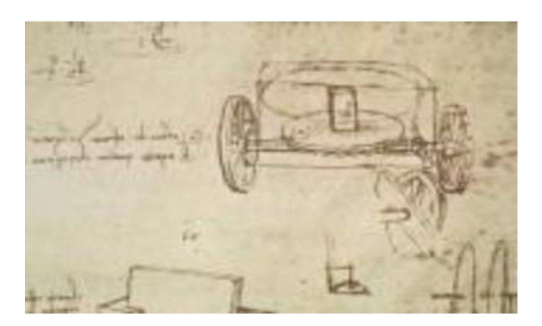


Bild 3-4: Zeichnung Leonardo da Vincis [4]

3.2.2.2 Sperrdifferenziale

Problematisch wird die Momentenverteilung durch ein Differenzial, wenn ein Rad stark entlastet ist oder auf niedrigem Reibwert steht und dadurch das ihm zugeteilte Moment nur noch teilweise oder gar nicht mehr übertragen kann. Das andere Rad erhält dann auch einen entsprechend reduzierten Anteil, auch wenn es vielleicht mehr übertragen könnte. Dadurch wird die Traktion stark eingeschränkt. Um dies zu verhindern existieren so genannte Differenzialsperren, die den Drehzahlausgleich der Räder beschränken.
Im einfachsten Fall ist dies eine Klauenkupplung, die die beiden Abtriebe direkt miteinander verbindet und bei Bedarf eingelegt wird. Dann ist aber das Fahren von Kurven beeinträchtigt und es kommt zu starken Verspannungen in der Achse.



Bild 3-5: Modernes Differenzial

Eine bessere Lösung besteht dann darin, bei Bedarf selbsttätig den Drehzahlausgleich teilweise einzuschränken und dem Rad mit dem besseren Traktionsvermögen einen höheren Drehmomentanteil zuzuteilen. Solche Systeme arbeiten auf der Basis von Drehzahlunterschieden (z.B. Haldex, **Bild 3-6**) oder momentensensierend (z.B. Torsen, *Torque Sensing*, **Bild 3-7**). Die mögliche Drehmomentdifferenz dividiert durch das am Tellerrad anliegende Moment wird als Sperrgrad des Differenzials bezeichnet.

Neben der Verbesserung der Traktion haben solche Systeme auch einen Einfluss auf die Fahrdynamik.

Sind die Radantriebsmomente innerhalb einer Achse nicht mehr gleich verteilt, erzeugt das Kräftepaar der beiden Reifenlängskräfte ein direktes Drehmoment bezüglich des Fahrzeugschwerpunktes um die Hochachse, ein so genanntes Giermoment, wie es auch durch die Seitenkräfte der Räder beim Lenken oder durch radindividuelle Bremseingriffe der etablierten Fahrdynamikregelsysteme entsteht. Bei gewöhnlicher Kurvenfahrt wird dabei Moment vom schnelleren äußeren Rad auf das langsamer innere Rad verschoben, es entsteht ein Kurven ausdrehendes Giermoment, das stabilisierend, aber agilitätshemmend wirkt. Erst bei höheren Querbeschleunigungen und hohen Antriebsmomenten wirken Selbstsperrdifferenziale förderlich auf die Querdynamik und erlauben höhere Kurvengeschwindigkeiten.

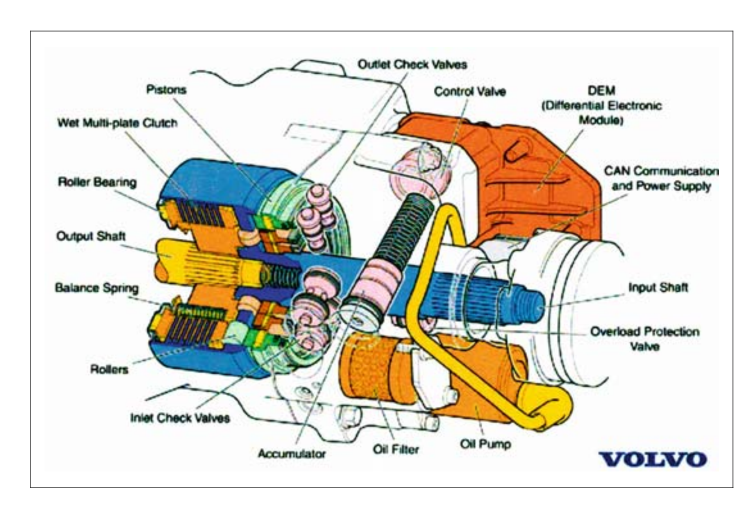


Bild 3-6:
Elektronisch regelbares Differenzial mit Hydraulikpumpe nach „Haldex“ Generation II [5]

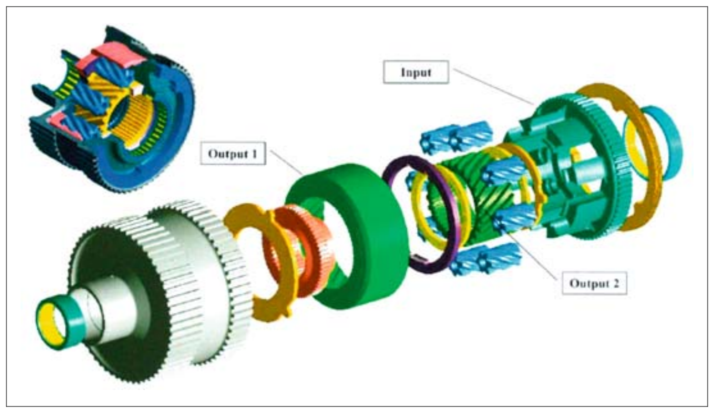


Bild 3-7:
Momentsensierend regelbares Differenzial nach „Torsen“ Type C [6]

3.2.2.3 Aktive Sperrdifferenziale

Durch den Einsatz geregelter, meist elektrohydraulisch oder -mechanisch betätigter Lamellenkupplungen, lassen sich so genannte aktive Sperrdifferenziale darstellen, bei denen das maximale Sperrmoment jederzeit eingestellt werden kann: Die Traktionsförderung ist situationsgerecht bis zur Vollsperrung einstellbar und der fahrdynamische Einfluss ergibt sich, wenn erwünscht. Das Moment lässt sich aber nur vom schnelleren auf das langsamere Rad verschieben.



Bild 3-8: Aktives Sperrdifferenzial für SUV

3.2.2.4 Torque Vectoring

Mit den im Abschnitt 3.2.2.3 erläuterten Sperrensystemen wird Moment vom schnelleren Rad zum langsamen hin verschoben. Zum Einsatz in einem Fahrdynamikregler wäre es aber wünschenswert, das Vorzeichen des durch das Achsgetriebe erzeugten Giermomentes frei wählen zu können. Dieses gezielte Vorgeben von Antriebsmomenten an einzelnen Rädern des Fahrzeuges wird inzwischen allgemein als *Torque Vectoring* bezeichnet [7].

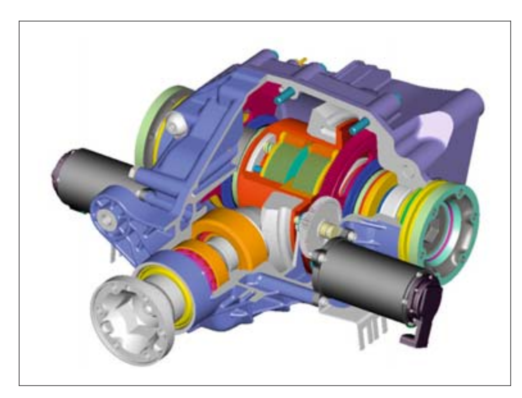


Bild 3-9: Torque Vectoring mit Zweikupplungen

Dazu gibt es prinzipiell zwei verschiedene Ansätze: Zum einen kann das Antriebsmoment ohne Differenzial über zwei regelbare Kupplungen auf die Räder verteilt werden (**Bild 3-9**). Zum anderen kann parallel zum Differenzial in einem zweiten Verbindungsstrang zwischen den Rädern und dem Differenzialkorb oder zwischen den beiden Abtrieben zu den Rädern direkt Drehmoment übertragen werden, dies wird dann *Überlagerungsgetriebe* genannt (**Bild 3-10**). Sowohl die Verteilung mittels Kupplungen als auch das Überlagerungsgetriebe sind schon seit dem Anfang des 20. Jahrhunderts von Kettenfahrzeugen her bekannt, bei denen durch Antreiben zweier Ketten nicht nur der Antrieb als auch die Lenkung dargestellt werden muss. Dort spielt jedoch weniger die Momentenverteilung, sondern eher der kinematische Aspekt eine Rolle: es wird die mittlere Kettendrehzahl (Fahrgeschwindigkeit) parallel zur relativen Drehzahldifferenz (Kurvenradius) festgelegt.

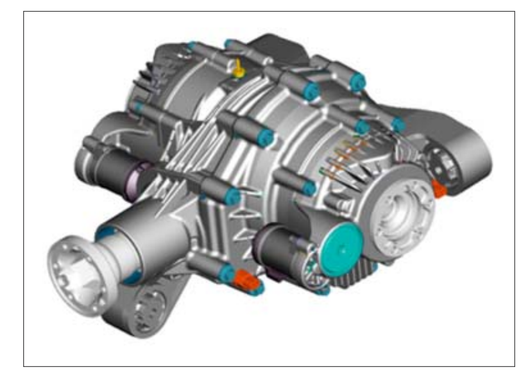


Bild 3-10: Überlagerungsgetriebe

Aus diesem Bereich stammt auch eine der einfachsten Varianten für ein Überlagerungsgetriebe, das so genannte Cletrac-System (*Cleveland Tractor Company*, Anbieter inzwischen historischer kettengetriebener Traktoren)[8]. Dort sind zwei Differenziale ineinander verschachtelt und die Abtriebe des Äußeren werden auf feststehende Bremsen geführt (**Bild 3-11**). Bei schlupfender Betätigung wird ein Drehmoment verschoben, blockierend wird ein Drehzahlverhältnis aufgezwungen. Durch unterschiedliche Verhältnisse der Zähnezahlen von Ausgleichsrädern und Abtriebkranz in den beiden Differenzialen kann das Verhältnis von Überlagerungsmoment und gleichzeitigem Bremsmoment in geringem Maße verbessert werden.

Der Vorteil der direkten Kupplungen ist der einfache Aufbau. Der Nachteil ist die Abhängigkeit vom Antriebsmoment, ohne das nur Sperrenbetrieb möglich ist. Das Überlagerungsmoment kann dagegen bei Überlagerungsgetrieben unabhängig vom Antriebsmoment gestellt werden, prinzipiell sind solche Systeme sogar an einer nicht angetriebenen Achse möglich.

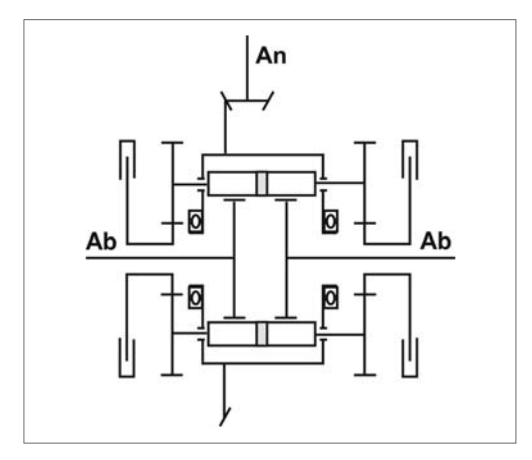


Bild 3-11: Cletrac-Getriebe mit Stirnradausführung

Damit bei den Überlagerungsgetrieben Moment mit Kupplungen in die gewünschte Richtung verschoben werden kann, muss ein entsprechend geringfügiger Übersetzungsfehler dargestellt werden. Ist dieser zu groß, nehmen die Verluste stark zu. Bei zu kleinem Übersetzungsfehler ist die Funktion bei engen Kurvenradien eingeschränkt.
Torque Vectoring Systeme bieten prinzipiell die Möglichkeit, das querdynamische Fahrverhalten eines Fahrzeugs (beschrieben beispielsweise durch den Lenkwinkelbedarf in Abhängigkeit von der Querbeschleunigung) in weiten Bereichen zu beeinflussen und damit softwaretechnisch zu modellieren. Dies ermöglicht zum einen eine höhere Flexibilität bei der Platzierung von Fahrzeugplattformen am Markt, andererseits erlaubt es einen gleitenden Übergang zu nötigen Bremseingriffen und verhindert somit das unerwünschte Gefühl des „eingebremst Werdens". Insgesamt bietet sich hier ein großes Potenzial um Fahrspaß, Fahrsicherheit und Fahrkomfort gleichermaßen zu erhöhen.

3.2.3 Allradantrieb

Früher wurde Allradantrieb hauptsächlich aus Traktionsgründen und in entsprechenden Spezialfahrzeugen eingesetzt. Heutzutage spielen dagegen immer mehr Fahrdynamik und Sicherheit als Argumente für den Allradantrieb eine Rolle. Entscheidend ist hierbei auch die zunehmende Leistung der Fahrzeuge in der Oberklasse, deren Drehmomente kaum noch über eine Achse auf die Strasse zu bringen sind.
Wird das betrachtete Fahrzeug über mehrere Achsen angetrieben, muss das Antriebsmoment auch zwischen den Achsen verteilt werden. Dafür gilt dann Ähnliches wie für die Verteilung innerhalb einer Achse. Es gibt mehrere Allradantriebskonzepte [9]:

- manuell zuschaltbarer Allradantrieb,
- permanenter Allradantrieb mit fester und
- mit variabler Kraftverteilung,
- automatisch geregelter Allradantrieb.

Der *manuell zuschaltbare Allradantrieb* verteilt nur bei Bedarf und nach manueller Betätigung das Motormoment an beide Achsen. Er wird wegen der niedrigen Kosten und eingeschränkten Funktion nur bei preiswerten Allradfahrzeugen verwendet. Vorder- und Hinterachse werden durch eine einfache Kupplung und ohne Mittendifferenzial miteinander verbunden. Als Basisversion bietet sich natürlich der Frontantrieb an.
Permanenter Allradantrieb mit fester Kraftverteilung ist für einen Frontantriebler einfach zu realisieren, wenn in das Schaltgetriebe ein Mittendifferenzial integriert wird (Audi Quattro). Das Mittendifferenzial gleicht bei Kurvenfahrt entstehende Drehzahlunterschiede zwischen den Vorder- und Hinterrädern aus. Die Drehmomentverteilung ist durch das Mittendifferenzial fest vorgegeben (z.B. 50:50, 40:60, 25:75). Zusätzlich kann ein Momententransfer durch Bremseneingriff oder manuelles Sperren des Mitten- und Hinterachsdifferenzials die Traktion verbessern.
Allradsysteme mit variabler Kraftverteilung haben ein Mittendifferenzial mit Visco-Sperre, ein Torsen-Differenzial oder eine Visco- oder Lamellenkupplung, die die Verteilung des Antriebsmoments an die beiden Achsen automatisch regeln. Diese Systeme arbeiten unabhängig vom Fahrer und sind ABS verträglich.
Allradsysteme mit regelbarer Kraftverteilung (z.B. **Bild 3-12**) haben elektronisch regelbare Lamellenkupplungen, die hydraulisch, elektromotorisch oder magnetisch betätigt werden. Sie lassen stufenlos und situationsabhängig jede Kraftverteilung zwischen beiden Achsen zu.
Systeme, die die Allradfunktion über Kupplungen variabel einstellbar machen, sind beim Allradantrieb allerdings deutlich stärker verbreitet. Bei den letzteren wiederum ist es beim Einsatz als Längsverteiler oder Zentraldifferenzial möglich, durch Abweichung von der Standgetriebeübersetzung -1 die Verteilung des Antriebsmomentes stärker auf die Vorder- oder Hinterachse zu verlagern (**Bild 3-13**).
Diese Längsverteilung des Antriebsmoments bestimmt über die Beeinflussung des verbleibenden Seitenkraftpotenzials der jeweiligen Achse bei höheren Querbeschleunigungen oder auf niedrigem Reibwert das Fahrverhalten des Fahrzeuges. Bei Systemen mit einer regelbaren Kupplung zur Anbindung einer der beiden angetriebenen Achsen besteht somit die Möglichkeit einer Fahrdynamikregelung, allerdings weniger ausgeprägt als durch das direkte Giermoment einer Drehmomentenquerverteilung.

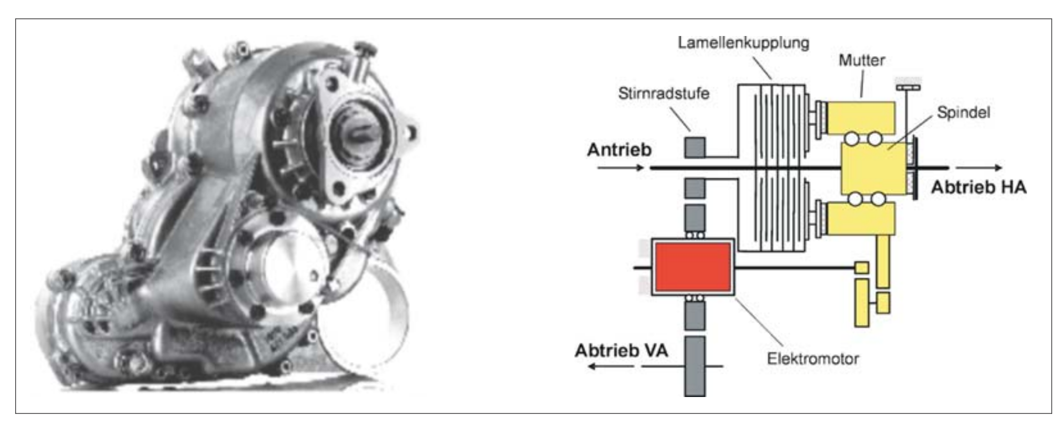


Bild 3-12: Regelbares Verteilergetriebe von ZF [7]

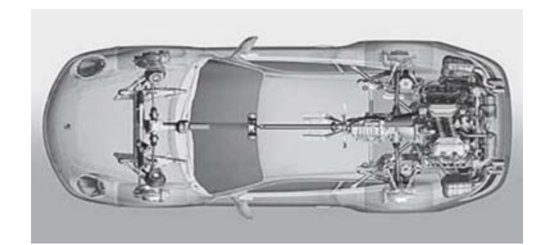


Bild 3-13: Porsche Carrera 4S, Heckmotor Allrad

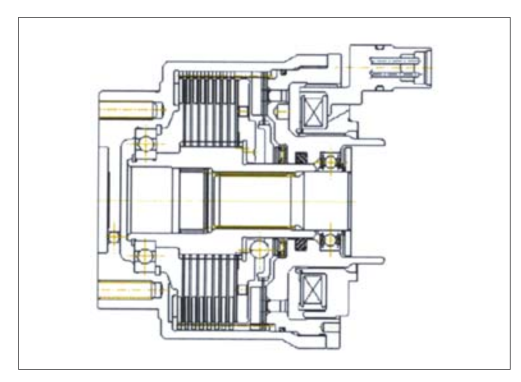


Bild 3-14: Elektronisch regelbare Lamellenkupplung mit elektromagnetischem Aktuator [10]

Ein wichtiger Unterschied zu den oben beschriebenen Achsgetrieben sind die Differenzen in den Drehzahlen der beiden Abtriebe bei Kurvenfahrt, die bei Längsverteilern deutlich geringer ausfallen (die Vorderachse ist dabei schneller). Als derartige Längsverteiler dienen Lamellenkupplungen (regelbare Lamellenkupplung, **Bild 3-14**, Visco-Kupplung, **Bild 3-15**), die eine Umverteilung des Antriebsmoments in Abhängigkeit von der Differenzdrehzahl bewirken.

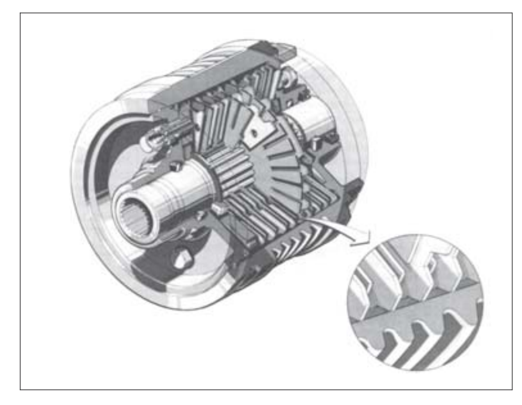


Bild 3-15: Visco-Lamellenkupplung

3.2.4 Betriebsstrategien

Die aufgezeigten aktiven Antriebsstrangsysteme mit der Möglichkeit das Antriebsmoment gezielt in Quer- und Längsrichtung zu verteilen, können dazu genutzt werden, fahrdynamisch auf das Fahrzeug einzuwirken. Je nach Eingriffsart erfordert dies eine mehr oder weniger umfassende Betriebsstrategie, die auch mit dem Motormanagement und ESP zu vernetzen ist.

Grundlage der Ansteuerung bildet eine Vorsteuerung, die zur Verteilung des am Getriebeausgang gemeldeten Momentes auf die angetriebenen Räder die dynamischen Radlasten berücksichtigt. Zur Agilitätssteigerung wird dann noch ein Anteil dazu genommen, der im Wesentlichen auf die Lenkradwinkelgeschwindigkeit und damit dem Fahrerwunsch nach Änderung der Gierrate beruht. Die Sollgierrate für den verwendeten Gierratenregler muss an das gesteigerte fahrdynamische Potenzial des Fahrzeugs angepasst werden. Wenn es dennoch zu erhöhtem Schlupf an einzelnen Rädern kommt, wird deren Kraftübertragung durch einen Schlupfregler gewährleistet (s. auch Abschnitte 7.2.2.3 und 7.6.1.1).

Bild 3-16 zeigt die Ergebnisse einer Messung des Eigenlenkverhaltens bei stationärer Kreisfahrt. Dabei sind zum einen die Messwerte für den Lenkwinkelbedarf eines konventionellen Allradfahrzeuges und zum anderen die Messergebnisse nach Umbau auf einen Antriebsstrang mit drei regelbaren Kupplungen (eine zur Vorderachse, zwei in der Hinterachse zu den beiden Rädern) dargestellt. Zusätzlich ist die dabei verwendete Momentenverteilung an der Hinterachse aufgetragen. Gefahren wird dabei ein 100-m-Kreis mit zunehmender Geschwindigkeit und damit ansteigender Querbeschleunigung. Gewünscht ist in diesem Manöver eine schwache lineare Zunahme des Lenkradwinkels über einen großen Querbeschleunigungsbereich. Erst bei Annäherung an den Grenzbereich sollte die Untersteuertendenz überproportional ansteigen. Dieses Verhalten ist mit den drei regelbaren Kupplungen (Torque-Vectoring-Antriebsstrang) gut einzustellen, während der konventionelle Allrad eine zu starke Krümmung (deutlich untersteuernd) zeigt und auch eine niedrigere Grenzquerbeschleunigung besitzt. Der schraffierte Bereich stellt nun den Bereich dar, innerhalb dessen das Eigenlenkverhalten vorgegeben werden kann.

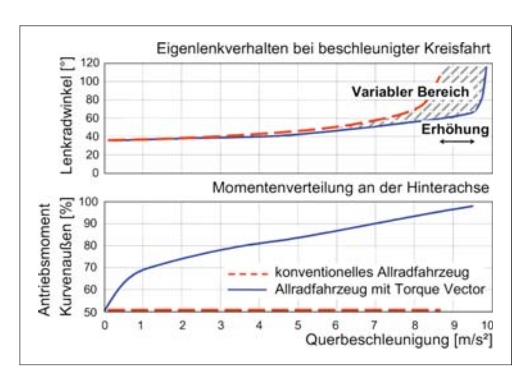


Bild 3-16: Messungen bei stationärer Kreisfahrt

3.2.5 Seitenwellen

Die Seitenwellen übertragen das Antriebsmoment von den Achsdifferenzialen auf die Räder. Sie enthalten in der Hinterachse Gleichlaufgelenke, die den notwendigen Winkel- und Längenausgleich bei Federbewegungen und elastokinematischen Radstellungsänderungen ermöglichen (**Bild 3-17**). An der Vorderachse werden zusätzlich die durch den Radeinschlag bedingten Beugewinkel ausgeglichen (**Bild 3-18**).
Die Gleichlaufgelenke sind fest (radseitig) oder verschiebbar (getriebeseitig) in den Ausführungen Rzeppa- oder Tripodegelenk lieferbar.

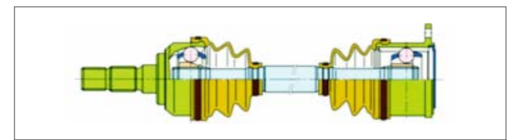


Bild 3-17: Seitenwelle für eine angetriebene Hinterachse

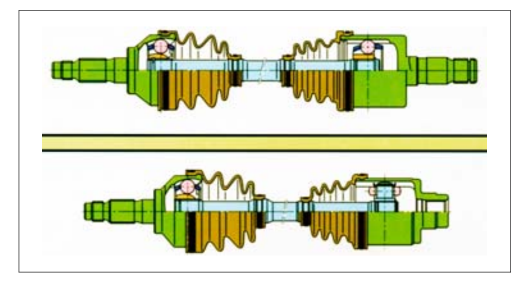


Bild 3-18: Seitenwellen für Pkw mit Frontantrieb [11]

Rzeppagelenke bestehen aus einem Aussenring und Innenring mit gegenläufigen Schrägnuten und aus sechs oder acht Kugeln, die in einem Käfigring gehalten werden (**Bild 3-19,** oben). Alle Teile sind aus Wälzlagerstahl, gehärtet und geschliffen. Ein Faltenbalg schützt das Gelenk gegen Schmutz und Feuchtigkeit. Beugewinkel bis 48° und Verschiebewege bis 50 mm sind möglich [11].
Das Tripodegelenk besteht aus einem Innenring mit drei sternförmig angeordneten Lagerzapfen, auf denen Rollen gelagert sind, und einer Außenglocke mit drei Längsbahnen für die Führung der Rollen. Diese lassen größere Verschiebewege zu und weisen eine bessere Standabkopplung auf, haben jedoch kleinere Beugewinkel von max. 26° (**Bild 3-19,** unten).

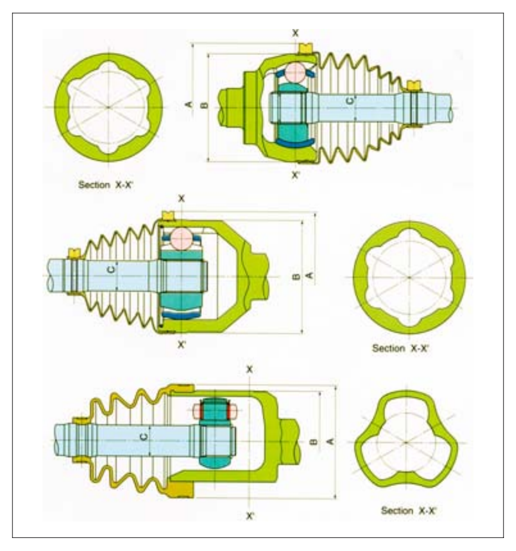


Bild 3-19: Gleichlaufkugelgelenk fest/verschiebbar und Gleichlauf-Tripodegelenk verschiebbar (unten) [11]

3.3 Radbremsen und Bremssysteme

Die beim Bremsen eines Fahrzeugs hervorgerufenen Kräfte zwischen Fahrbahn und Reifen werden über die Komponenten des Bremssystems auf die Komponenten des Fahrwerks übertragen.
Durch die in den letzten Jahren eingeführten elektronisch geregelten Funktionserweiterungen der Bremssysteme zur Verbesserung der Fahrzeugstabilität auch außerhalb des eigentlichen Bremsvorgangs (z.B. das elektronische Stabilitätsprogramm ESP) wird nicht nur die Längs-, sondern zunehmend auch die Quer- und Vertikaldynamik des Fahrzeuges beeinflusst. Dies hat Auswirkungen auf die Dimensionierung der Komponenten des Fahrwerks.
Die Geschichte der Bremse ist ungleich länger als die des Automobils. Bereits die Phönizier kannten simple Vorrichtungen zum Abbremsen ihrer Streitwagen, und die Kutschen des 18. und 19. Jahrhunderts bremsten mit an Ketten hängenden Bremsschuhen oder Keilen. Als der Automobilbau Ende des 19. Jahrhunderts begann, wurde die Bremse noch als eher unbedeutendes Nebenaggregat betrachtet – die Reibung im Antriebsstrang war so hoch, dass sich das Gefährt auch ohne Bremse durch Reibungsverluste ausreichend verzögern ließ.
Jedoch stiegen Motorleistung, Geschwindigkeit und Gewicht der Fahrzeuge rasant. Hinterachs- und Getriebebremsen reichten nicht mehr aus. So kamen 1920 die ersten Fahrzeuge mit einer mechanischen Vierradbremse auf den Markt. Dieses aufwändige System hatte bis zu 50 Gelenke, 20 Lagerstellen und 200 Teile, die der Übertragung der vom Fahrer erzeugten Bremskraft an die Räder dienten (**Bild 3-20**).

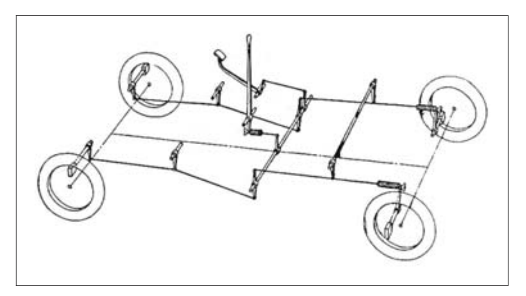


Bild 3-20: Mechanische Vierradbremse

Wichtige Schritte zu heutigen Radbremsensystemen:

- **bis 1925** mechanisch betätigte Trommelbremsen,
- **1925** hydraulisch betätigte Trommelbremsen,
- **1950** Einführung unterdruckunterstützter Bremskraftverstärker (Hilfskraftbremse),
- **ca. 1960** hydraulische Scheibenbremsen,
- **1965** erste Vorläufer des ABS-Systems (Einkanal-ABS),
- **1978** elektronisch geregeltes ABS-System,
- **1987** Antriebs-Schlupf-Regelsysteme (ASR),
- **1994** elektronische Bremskraftverteilung (EBV),
- **1995** elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP).

3.3.1 Aufgaben und Grundlagen

Die Funktionstüchtigkeit der Bremsen bestimmt maßgeblich die Sicherheit jedes Fahrzeuges und seiner Insassen, sowie die Sicherheit anderer Verkehrsteilnehmer. Die Komponenten des Bremssystems zählen daher zu den Sicherheitsteilen und unterliegen strengen gesetzlichen Bestimmungen. Grundsätzliche Funktionen eines Bremssystems sind:

- Verringern der Geschwindigkeit, gegebenenfalls bis zum Stillstand an gewünschter Stelle (Verzögerungsbremse),
- Verhindern ungewollter Beschleunigung z.B. bei Talfahrt (Beharrungsbremse),
- Vermeidung unerwünschter Bewegung des ruhenden Fahrzeugs (Feststellbremse).

Bild 3-21 zeigt die Wirkkette des Bremssystems von der Fußpedalbetätigung bis zum Aufbau des Bremsmoments am Rad. Die wichtigsten vier Blöcke sind HMI (Mensch-Maschine-Schnittstelle), Betätigung, Übertragung/Modulation und Bremskraftgenerierung.
Bei Personenwagen wird der Begriff „Bremse" im Allgemeinen für hydraulisch betätigte Rad-Reibungsbremsen verwendet, darüber hinaus werden heute auch sog. regenerative Bremssysteme zur Energierückgewinnung in Pkws eingesetzt. Dauerbremsen, etwa Motorbremse oder Retarder sind nur bei schweren Nutzfahrzeugen verbreitet.
Für Bremssystemkomponenten bestehen hohe Anforderungen hinsichtlich Robustheit, Funktionssicherheit bei unterschiedlichsten Umweltbedingungen, Umweltverträglichkeit, NVH (*noise, vibration, harshness*) und Ausfallsicherheit.
Aufgrund zunehmender Fahrzeug-Geschwindigkeiten und Gewichte, wurde die Leistungsfähigkeit des Bremssystems wie auch die Funktionssicherheit stetig verbessert. Darüber hinaus wurde ihr Funktionsumfang deutlich erhöht. Vor allem der Einsatz von Elektronik brachte einen Technologiesprung, der im Verbund mit anspruchsvollen hydraulischen Regeleinheiten die Entwicklung von Radschlupf-Regelsystemen wie ABS (Antiblockiersystem), EBV (elektronische Bremskraftverteilung), ASR (Antriebsschlupfregelung) und ESP (elektronisches Stabilitätsprogramm) ermöglichte und damit weit über die ursprüngliche Bremsenfunktion hinausgeht:

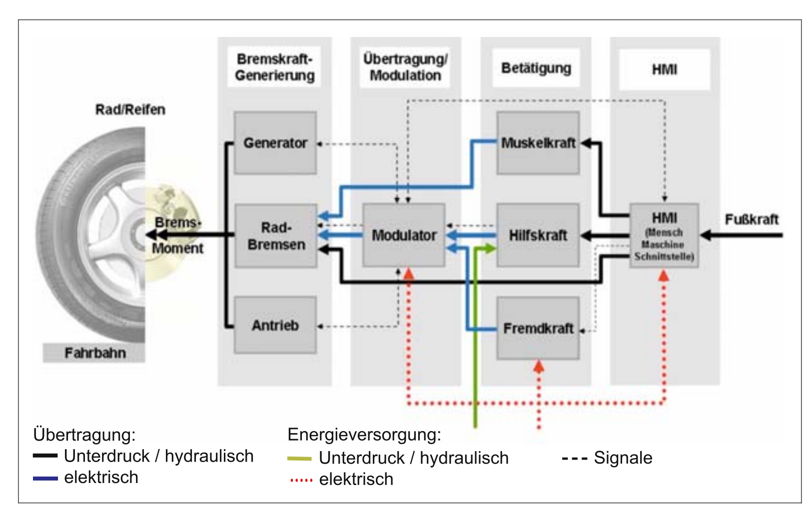


Bild 3-21: Wirkkette Bremssystem im Pkw [12]

- **ABS** (Antiblockiersystem) erhält beim Bremsen mit bestmöglicher Verzögerung Fahrstabilität und Lenkbarkeit.
- **EBV** (Elektronische Bremskraftverteilung) verhindert ein Überbremsen der Hinterachse durch eine Anpassung der radindividuellen Bremskräfte an die ideale Bremskraftverteilung.
- **ASR** (Antriebsschlupfregelung) verbessert die Fahrstabilität durch Bremsen und Motoreingriff bei durchdrehenden Antriebsrädern – vor allem bei seitenweise unterschiedlichen Reibbeiwerten.
- **ESP** (Elektronisches Stabilitätsprogramm) unterstützt unabhängig vom Fahrzustand eine möglichst genaue Umsetzung des vom Fahrer gewünschten querdynamischen Fahrverhaltens.

3.3.2 Arten von Bremsanlagen

Für Kraftfahrzeuge ist die Ausrüstung von zwei voneinander unabhängigen Bremsanlagen gesetzlich vorgeschrieben. Unterschieden werden hinsichtlich ihrer Funktion:

- **Betriebs-Bremsanlage** (BBA) wird über das Bremspedal betätigt und dient zur Verzögerung des Fahrzeuges bis zum Stillstand.
- **Hilfs-Bremsanlage** (HBA) muss die Verzögerung des Fahrzeugs bei Ausfall der Betriebs-Bremsanlage sicherstellen. Diese Funktion wird mit Hilfe eines zweiten Bremskreises in der Betriebs-Bremsanlage erreicht.
- **Feststell-Bremsanlage** (FBA) hat die Aufgabe, das Fahrzeug nach dem Stillstand gegen Wegrollen ab zu sichern (Abschnitt. 3.3.6.8).
- **Dauer-Bremsanlage** (DBA) entlastet die Betriebs-Bremsanlage z.B. auf längeren Gefällestrecken, wird aber ausschließlich bei schweren Nutzfahrzeugen (Lkw) eingesetzt.

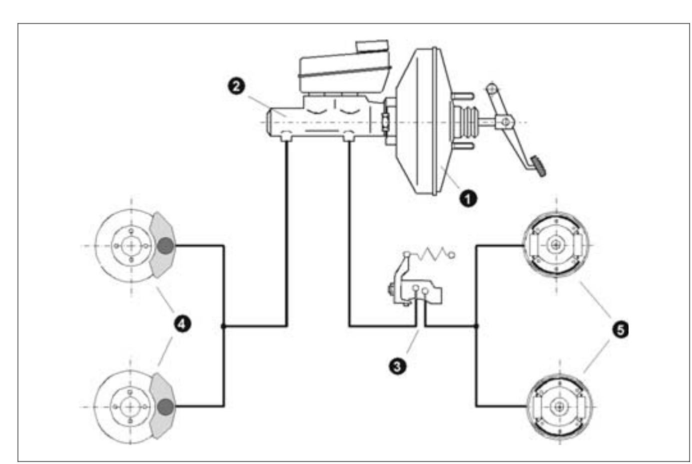


Bild 3-22: Komponenten des hydraulischen Bremssystems:
1 Unterdruck-Bremkraftverstärker
2 Tandem-Hauptbremszylinder
3 Bremskraftregeler
4 Radbremsen vorn
5 Radbremsen hinten

Bremssysteme bestehen im Wesentlichen aus folgenden Komponenten (**Bild 3-22**):

- Unterdruck-Bremskraftverstärker,
- Tandem-Hauptbremszylinder mit Ausgleichbehälter,
- Bremskraftregler für die Hinterachse,
- Radbremsen vorn (hier als Scheibenbremse),
- Radbremsen hinten (hier als Trommelbremse).

3.3.2.1 Allgemeine Anforderungen

Betriebs- und Hilfsbremsanlage müssen in ihrer Wirkung vom Fahrzeugführer dosierbar sein. Die Bremsanlagen müssen so gebaut sein, dass die geforderte Bremswirkung zuverlässig erreicht wird. Der Zustand der Bauteile muss leicht nachprüfbar sein. Verschleißteile sind so zu bemessen, dass sie erst nach angemessener Betriebsdauer nachgestellt oder ausgewechselt werden müssen. Für Verschleißkompensation sind Nachstelleinrichtungen vorzusehen.
Die Anlagen müssen vom Fahrersitz ergonomisch und zeitlich unmittelbar betätigt werden können. Beeinträchtigungen beim Führen des Fahrzeuges sind dabei nicht zulässig. Auf Grund unterschiedlicher Fahrzeug-Achlastverteilungen und Schwerpunktlagen ergeben sich verschiedene Möglichkeiten zur Aufteilungen der Bremskreise. Am häufigsten sind (s. auch DIN 74000):

Vorder-/Hinterachs-Bremskreisaufteilung
(„schwarz /weiß“: S/W-Aufteilung):
Hierbei werden Vorderräder und Hinterräder des Fahrzeugs jeweils von einem separaten Bremskreis versorgt. Wesentliche Aspekte hierbei sind:

- kein Schiefziehen des Fahrzeugs bei Kreisausfall,
- Einsatzmöglichkeit eines gestuften Tandem-Hauptzylinders (unterschiedliche „äußere Übersetzung“ für Vorder- und Hinterachse),
- Einsparung einer zweiten Bremsleitung zur Hinterachse (bei Fahrzeugen ohne ASR/ESP),
- verbleibende HA-Bremswirkung bei thermischer Überlastung der Vorderachse (z.B. bei Dampfblasenbildung bei hydraulischer Bremse).

Diagonale Bremskreisaufteilung
(„X-Aufteilung“, „X-Split“):
Bei dieser Anordnung werden jeweils die diagonal gegenüber liegenden Bremsen von einem Bremskreis versorgt. Der höhere Bremskraftanteil der Vorderachse wird dabei auch bei einem Kreisausfall immer an einem Rad genutzt. Einem Schiefziehen des Fahrzeugs bei Kreisausfall infolge der links und rechts unsymmetrischen Bremskraftverteilung kann durch entsprechende Achskonstruktion, z.B. durch einen negativen Lenkrollradius, entgegengewirkt werden. Die diagonale Bremskraft-Aufteilung wird vorwiegend in Fahrzeugen mit höherem Vorderachslastanteil verwendet, um den gesetzlichen Mindestverzögerungsanforderungen bei Kreisausfall zu genügen.

Sonstige hydraulische Bremskreisaufteilung
(z.B. HH-Aufteilung):
Aus Kostengründen in Pkws wenig verbreitet sind Bremskreisaufteilungen, bei denen in einem Bremssattel an der Vorderachse (HH-Aufteilung auch Hinterachse) zwei Kolben separat von je einem Bremskreis angesteuert werden. Dies hat zur Folge, dass bei Ausfall eines Bremskreises immer noch beide Vorderachsbremsen – wenn auch nur mit einem von zwei Kolben – gebremst werden können. Solche Bremskreisaufteilungen finden vorwiegend in Fahrzeugen mit hohem zulässigem Gesamtgewicht und bei leichten Lkws Verwendung.

Einfluss von „negativem Lenkrollradius“ auf Bremssysteme
Als Lenkrollradius r_σ wird der Abstand zwischen dem Angriffspunkt der zwischen Reifen und Fahrbahn wirkenden Kräfte im Reifenlatsch und dem Durchstoßpunkt der Lenkachse durch die Fahrbahn bezeichnet (**Bild 3-23**). Liegt der Kraftangriffspunkt *W* gegenüber dem genannten Durchstoßpunkt in Richtung Fahrzeugmitte, so spricht man von einem negativen Lenkrollradius. Greift dann im Kraftangriffspunkt eine Bremskraft an, dreht sich das Rad geringfügig um die Lenkachse ein und erzeugt einen positiven Spurwinkel, d.h., das Rad geht in Vorspur. Es sei angemerkt, dass dies nur eine tendenzielle Aussage darstellt, da sich diesem Vorgang je nach Achsauslegung zusätzliche elastokinematische Effekte überlagern können.

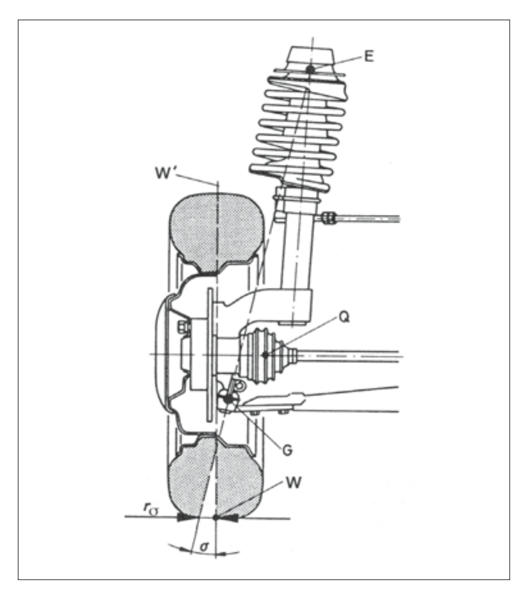


Bild 3-23: Negativer Lenkrollradius [13]

Wie bereits erläutert, haben sich vor allem die zwei Bremskreisaufteilungen „diagonal“ und „schwarz/weiß“ durchgesetzt. Bei einer Diagonalaufteilung führt ein Kreisausfall im Allgemeinen zu asymmetrischen Bremskraftverhältnissen am Fahrzeug. Man beachte, dass aufgrund dynamischer Achslastverlagerung das Vorderrad höhere Bremskräfte übertragen kann als das Hinterrad. Somit entsteht in dem Ausfall-Szenario beim Bremsen ein Giermoment um die Hochachse des Fahrzeugs. Diesem kann ein negativer Lenkrollradius entgegenwirken: Dadurch, dass das gebremste Vorderrad in Vorspur geht, wird eine Seitenkraft am Rad aufgebaut, die einen das ungewünschte Giermoment abschwächenden Lenkeffekt erzeugt. Zur Erhöhung der Fahrstabilität beim Bremsen bei Fahrzeugen mit Diagonalaufteilung ist daher ein negativer Lenkrollradius erstrebenswert.

3.3.3 Gesetzliche Vorschriften

Die meisten Staaten haben eigene Vorschriften für Bremsanlagen. In Deutschland ist dies der § 41 der StVZO. In der EG müssen Bremsanlagen der EG Richtlinie 71/320 entsprechen. Diese Vorschrift ist im § 41 StVZO umgesetzt. Neben der EG Richtlinie 71/320 gibt es noch die Regelungen ECE R 13 und ECE R 13H, die von der UNO in Genf erlassen sind. Sie dürfen von allen Staaten angewendet werden, die das Abkommen von 1958 zur gegenseitigen Anerkennung von Typgenehmigungen gezeichnet haben. Das können auch Staaten außerhalb der EG und Europas sein. ECE R 13 und EG 71/320 sind im Wortlaut identisch. Die ECE R 13H (H steht für „harmonisiert“) stellt eine Angleichung US-amerikanischer und europäischer Vorschriften dar. Japan und Australien haben inzwischen ihre nationalen Bremsengesetze durch die ECE R 13H abgelöst. Bei der Beantragung einer EG Typgenehmigung kann der Hersteller anstelle der 71/320 EG wahlweise auch die Prüfung nach ECE R 13 oder ECE R 13H beantragen. Die USA haben eigene Richtlinien und auch ein eigenes Zulassungsverfahren. Anstelle des weltweit üblichen Typgenehmigungsverfahrens ist in den USA eine Selbstzertifizierung üblich. Für Pkw-Bremsen ist in den USA die FMVSS 135 vorgeschrieben, deren Anforderungen etwa denen der ECE R 13H entsprechen.
In den Vorschriften ist in der Regel eine Abbremsung oder ein Bremsweg bei einer maximalen Fußkraft vorgeschrieben. Die geforderten Werte sind nach Bremsanlage und Fahrzeugklasse gestaffelt. Für die Betriebsbremsanlage von Pkw wird z.B. in Europa eine Abbremsung von 0,6 g bei 500 N Fußkraft gefordert. In den Vorschriften ist hierfür auch die Prüfmethode festgelegt. Neben der geforderten Abbremsung wird in den meisten Vorschriften aus Fahrstabilitätsgründen noch eine Blockierreihenfolge gefordert. So darf z.B. in Europa die Hinterachse bei Verzögerungen zwischen 0,15 g und 0,8 g nicht vor der Vorderachse blockieren. Fahrzeuge mit ABS müssen die Vorschriften zur Blockierreihenfolge nicht erfüllen, da hier ein Blockieren der Räder generell verhindert wird.

3.3.4 Auslegung der Bremsanlage

Fahrzeuggewicht, Gewichtsverteilung und Geschwindigkeit sind fahrzeugseitig relevante Größen bei der Auslegung eines Bremssystems [14].
Für die Dimensionierung der Bremssystemkomponenten sind Angaben zu folgenden Einflussparametern notwendig:

- Fahrzeugleer- und zulässiges Gesamtgewicht,
- Lastverteilung auf Vorder und Hinterachse leer und beladen,
- Maximalgeschwindigkeit und Beschleunigungsvermögen,
- Radstand,
- Fahrzeug-Schwerpunktlage,
- Rad-/Felgengröße,
- Reifentyp,
- Hilfsenergieversorgung für Bremssystem (z.B. Unterdruck aus dem Verbrennungsmotor).

Gegebenenfalls zusätzlich:

- regionale gesetzliche Anforderungen,
- Marken- und segmentspezifische Merkmale (z.B. Bremspedalcharakteristik).

Für Fahrzeuge mit hohem zulässigem Gesamtgewicht, hohem Schwerpunkt, kurzem Radstand und großer Maximalgeschwindigkeit stellt dies bei begrenzter Felgengröße und damit begrenztem Bremsscheibendurchmesser eine technische Herausforderung dar.

3.3.4.1 Bremskraftverteilung

Ziel der Bremskraftverteilung ist ein neutrales bzw. stabiles Fahrverhalten auf homogener Fahrbahn im teilgebremsten Zustand [15]. Dies ist idealerweise bei jeder Verzögerung an allen Rädern durch gleiche Ausnutzung des zur Verfügung stehenden Kraftschlusses zwischen Reifen und Fahrbahn anzustreben. Die auf die Fahrbahn übertragbaren Bremskräfte sind abhängig von den in der jeweiligen Fahrsituation vorhandenen Radaufstandskräften. Die Abbremsung des Fahrzeuges verursacht eine Veränderung der Radaufstandskräfte in Abhängigkeit von der Verzögerung. Die Belastung der Vorderachse nimmt zu, die der Hinterachse ab (dynamische Achslastverlagerung).
Für ein Fahrzeug lässt sich damit für jeden Beladungszustand und jede Verzögerung eine optimale

achsenspezifische Bremskraft ermitteln, die ideale Bremskraftverteilung.

Das Bremskraftverteilungsdiagramm verdeutlicht Abhängigkeiten zwischen Fahrbahnreibwert, dynamischer Achslast und Fahrzeug-Verzögerung. Es bildet die Grundlage für die Auslegung von Bremsanlagen und wird ausschließlich von geometrischen Fahrzeugdaten und der Achslastverteilung bestimmt.

Üblicherweise werden in der Bremssystemauslegung einige Größen dimensionslos dargestellt. Dazu gehört die Abbremsung z als Verhältnis der Fahrzeugverzögerung b zur Erdbeschleunigung g:

$$z = b / g \tag{3.1}$$

Außerdem werden die Größen ψ als Verhältnis von Schwerpunktlage in Längsrichtung l_v zum Radstand l, sowie χ als Verhältnis von Schwerpunktlage in vertikaler Richtung h_s zum Radstand l verwendet (siehe **Bild 3-24**). Damit lassen sich die idealen Bremskräfte für Vorder- und Hinterachse (F_{BV} und F_{BH}) bezogen auf die Fahrzeuggewichtskraft G darstellen:

$$\frac{F_{BV}}{G} = [1 - \psi + z \cdot \chi] \cdot z \tag{3.2}$$

$$\frac{F_{BH}}{G} = [\psi - z \cdot \chi] \cdot z \tag{3.3}$$

Unter Zuhilfenahme dieser Gleichungen lässt sich die ideale Bremskraftverteilung (ideale Hinterachsbremskraft als Funktion der Vorderachsbremskraft) herleiten. Die ideale Bremskraftverteilung (**Bild 3-25**) ist eine nicht lineare Funktion (Wurzelfunktion mit linearem Anteil):

$$\frac{F_{BH}}{G} = \sqrt{\frac{(1-\psi)^2}{4 \cdot \chi^2} + \frac{1}{\chi} \cdot \frac{F_{BV}}{G}} - \frac{1-\psi}{2 \cdot \chi} - \frac{F_{BV}}{G} \tag{3.4}$$

Demgegenüber wird in Fahrzeugen durch den Einbau von definierten Radbremskomponenten eine lineare Bremskraftverteilung, d.h. ein lineares Verhältnis zwischen Vorder- und Hinterachsbremskraft installiert (**Bild 3-25**).

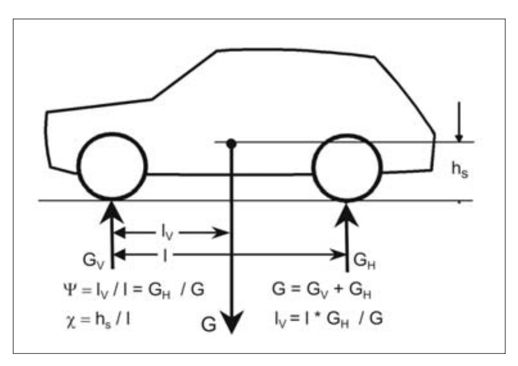


Bild 3-24: Prinzipskizze Schwerpunktlage

Mit dieser installierten Bremskraftverteilung ist es jedoch nicht bei allen Fahrzeug-Beladungszuständen möglich, beide Achsen im gesamten Reibwert und Verzögerungsbereich gleichzeitig bis zur Blockiergrenze abzubremsen. Die installierte Bremskraftverteilung schneidet meist vorher die Idealverteilung (so genannte kritische Abbremsung $z_{kritisch}$). Laut Gesetzgebung muss aber sichergestellt sein, dass bis zu einer Fahrzeugverzögerung von 0,8 g die Vorderachse immer vor der Hinterachse blockiert, da eine blockierende Hinterachse leicht zu instabilem Fahrverhalten führen kann. Wie aus **Bild 3-25** ersichtlich verhindert eine „Elektronische Bremskraftverteilung" (EBV) beladungsunabhängig ein Ansteigen des Hinterachsbremsdrucks über die ideale Druckverteilung hinaus und verhindert so eine Blockade der Hinterräder. Analog zur Bremskraftverteilung lässt sich auch die Bremsdruckverteilung mit den hydraulischen Bremsdrücken von Vorder- und Hinterachse darstellen.

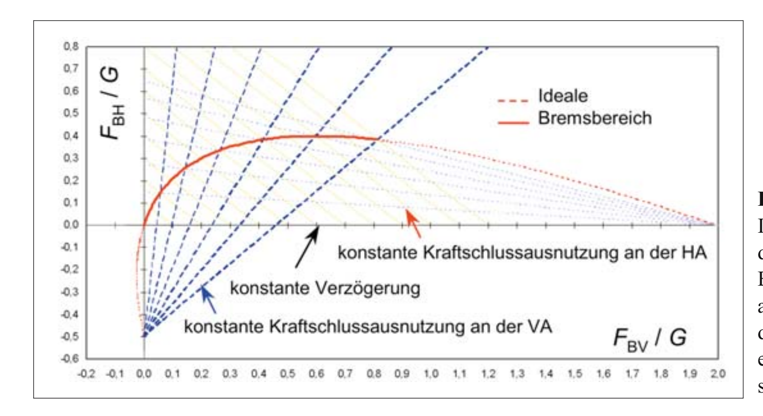


Bild 3-25:
Ideale und installierte Bremsdruckverteilung: Im EBV-Betriebsbereich wird der Hinterachsbremsdruck je nach Beladungszustand derart limitiert, dass er die Idealverteilung nicht übersteigt

Bei Kurvenfahrt verteilen sich die idealen Bremskräfte zusätzlich ungleich auf die Bremsen einer Achse, da sich wegen der Querbeschleunigung die Radlasten – ähnlich wie in Längsrichtung die Achslasten – verändern. Durch den Einsatz von elektronischen Schlupfregelsystemen mit EBV lässt sich die installierte Bremskraftverteilung radindividuell in jeder Fahrsituation auf die ideale Bremskraftverteilung begrenzen, um die fahrdynamische Stabilität aufrecht zu erhalten.

3.3.4.2 Dimensionierung

Bremsanlagen werden in heutigen Fahrzeugen so ausgelegt, dass sie eine wesentlich höhere Abbremsung leisten können, als durch die gesetzlichen Vorschriften gefordert wird. Der Bremskraftübertragung wird letztendlich durch die begrenzte Reibung zwischen Reifen und Fahrbahn eine physikalische Grenze gesetzt. Unter Berücksichtigung von Reifen-Fahrbahnreibwert μ, Erdbeschleunigung g, Fahrzeugmasse m, aerodynamischem Abtrieb F_{aero} und der Eigenverzögerungskraft F_{EV} lässt sich die maximal mögliche Fahrzeugverzögerung abschätzen:

$$\ddot{x}_{\max} = \mu \cdot g + \frac{\mu \cdot F_{\text{aero}}}{m} + \frac{F_{\text{EV}}}{m} \tag{3.5}$$

Damit kann über die dynamische Achslastverlagerung die maximal übertragbare Vorderachsbremskraft ermittelt werden:

$$F_{\max,\text{V}} = \mu \cdot \left(G \cdot \frac{l_{\text{H}}}{l} + F_{\text{aero,V}} + m \cdot \ddot{x}_{\max} \cdot \frac{h_{\text{s}}}{l} \right) \tag{3.6}$$

Die Radbremse ist nun so auszulegen, dass dieser Wert problemlos zu erreichen ist. Bei hydraulisch betätigten Scheibenbremsen errechnet sich die jeweils (radseitig) erzeugte Bremskraft als Funktion von hydraulischem Druck p, Radbremszylinderkolbenfläche A_{RBZ}, Sattelwirkungsgrad η_{Sattel}, Bremskoeffizient C^*, wirksamem Reibradius r_{reib} und Reifenabrollradius R:

$$F_{\text{B,Rad}} = p \cdot A_{\text{RBZ}} \cdot \eta_{\text{Sattel}} \cdot C^* \cdot \frac{r_{\text{reib}}}{R} \tag{3.7}$$

Die maximale Hinterachsbremskraft hängt von der jeweils am Fahrzeug installierten Bremskraftverteilung ab (s. Bremskraftverteilungsdiagramm). Meist bestimmen Felgengröße und -innenkontur den verfügbaren Einbauraum für die Radbremse und damit die für ein bestimmtes Fahrzeug möglichen Kombinationen von Sattel, Bremsbelag und Bremsscheibe.

Aufgrund ihrer Elastizitäten nimmt die Bremsanlage unter Druckbeaufschlagung Volumen auf, welches von der Betätigungseinheit bereitzustellen ist. Die Volumenaufnahme des Bremssystems (Bremssättel, Schläuche, Rohrleitungen, etc.) bestimmen Durchmesser und Hub (Ausstoßvolumen) des Tandem-Hauptzylinders THZ.

Bei der Bremsung wird kinetische Energie über Reibung in Wärme umgewandelt und kurzfristig in den entsprechend dimensionierten Bauteilen zwischengespeichert, bevor die Wärme an die Umgebung abgegeben wird. Die thermische Belastung der Bremse wird dabei in erster Linie durch die erreichbare Höchstgeschwindigkeit beeinflusst. Je schneller das Fahrzeug ist, desto mehr kinetische Energie muss in Wärme umgesetzt werden.

Das zweite wesentliche Kriterium für die thermische Auslegung ist die Dauer der Bremsung (z.B. bei Passabfahrt wird die Bremsscheibe über längere Zeit bei geringer Verzögerung stark aufgeheizt, ohne dass diese durch ausreichende Zufuhr von Kühlluft an die Umgebung wieder abgeführt werden kann).

Die Bremsen sind so ausgelegt, dass eine vom Hersteller festgelegte Scheiben-Grenztemperatur (für Bremsscheiben aus Gussmaterial ca. 700 °C) unter realistischen Extrembelastungen nicht überschritten wird, da sonst mit nachlassender Bremsleistung (*Fading*) bis hin zur Zerstörung der Bremse gerechnet werden muss.

3.3.5 Bremsmomente und Dynamik

3.3.5.1 Bremsmomente

Aus dem Fahrzeuggewicht und der zu erreichenden Verzögerung ergibt sich ein Bremsmoment, das durch die Zuspannkraft des Bremssattels über den wirksamen Radius der Bremsscheibe aufgebracht werden muss. Eine exemplarische Übersicht über die Höhe solcher Bremsmomente bei 1 g Verzögerung zeigt **Bild 3-26**. 1-g-Verzögerungen sind statistisch gesehen jedoch eher die Ausnahme. Der „Normal-Fahrer" bewegt sich bei der Bremsbetätigung in den meisten Fällen eher im so genannten „Komfortbereich" (bis 0,3 g).

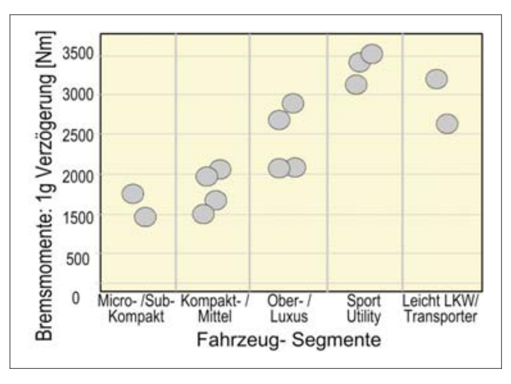


Bild 3-26: Bremsmomente an der Vorderachse über Fahrzeugsegment

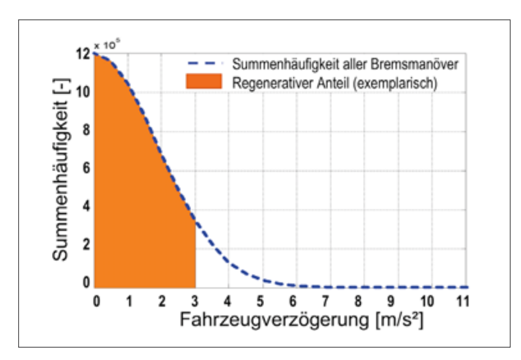


Bild 3-27: Exemplarische Summenhäufigkeitsverteilung von Bremsmanövern während eines Fahrzeuglebens, zusätzlich ist der Anteil des regenerativen Bremsens (hier bis 3 m/s^2) dargestellt

Bild 3-27 zeigt eine exemplarische Summenhäufigkeitsverteilung von Bremsungen bei unterschiedlichen Verzögerungen über ein Fahrzeugleben (ca. 1,2 Mio. Bremsmanöver). Die Gesamtanzahl der Bremsungen ist jedoch von der Fahrzeugnutzung abhängig; sie kann z.B. bei einem Taxi bei über 2 Mio. liegen.
In den letzten Jahren kommen zunehmend „Hybrid“-Fahrzeuge auf den Markt, die neben dem Verbrennungsmotor über einen zusätzlichen Elektromotor-Antrieb verfügen. Dieser Elektromotor kann im Generatorbetrieb auch für so genanntes „regeneratives Bremsen“ genutzt werden. Dabei wird ein entsprechend ausgelegtes Batteriesystem des Fahrzeugs beim Bremsen aufgeladen. Die Nutzung der Generatorfunktion wird heute im Allgemeinen auf Verzögerungen bis ca. 0,3 *g* beschränkt (**Bild 3-27**).
Die Gründe dafür liegen in der Größe des Generators, der Bordnetzstruktur, der Batteriekapazität und der begrenzten Möglichkeit, die beim Bremsen konvertierten Energiemengen kurzfristig zwischenzuspeichern.
Es sei angemerkt, dass sich die beim regenerativen Bremsen erzeugten Bremskräfte nicht am Fahrwerk, sondern an den Getriebe- bzw. Motorlagern abstützen und somit deren Lastkollektiv beeinflussen können.

3.3.5.2 Bremsdynamik

Das durch die Radbremsen auf die Fahrwerkskomponenten übertragene Kraftniveau wird nicht nur durch die statische Krafteinleitung sondern auch durch die Dynamik bestimmt. Diese ist abhängig von der Geschwindigkeit mit der der Fahrer das Bremspedal betätigt und der Übertragungsgeschwindigkeit dieser Kräfte bis zur Radbremse. Bremspedalhebelübersetzung, Bremskraftverstärkung, Umwandlung von Kraft in Druck, hydraulische Übersetzung von Betätigungszylinder zum Radbremszylinder, Massenträgheiten, Reibungswiderstände, Drosselwirkung von Bremsleitung, Schläuchen und Ventilbeblendung (Druckaufbau) sowie die Bremsscheibengröße bestimmen die Übertragungsgeschwindigkeit zwischen Krafteinleitung durch den Fahrer und Bremsmomentaufbau am Rad.
Der Bremsdruckaufbau hängt zunächst von der Fahrerantrittsgeschwindigkeit, den Strömungswiderständen und der Volumenaufnahme des Hydrauliksystems ab. Bei autonomen Bremseingriffen durch Assistenzsysteme muss der hydraulische Druck evtl. ohne Pedalbetätigung allein durch HCU-Pumpe (HCU: *Hydraulic Control Unit*) oder aktiven Booster bewerkstelligt werden. Aus **Bild 3-28** ist ersichtlich, dass ein Fahrer zwar sehr schnell antreten kann, höhere Drücke aber nur eingeschränkt und verzögert aufbringen kann.

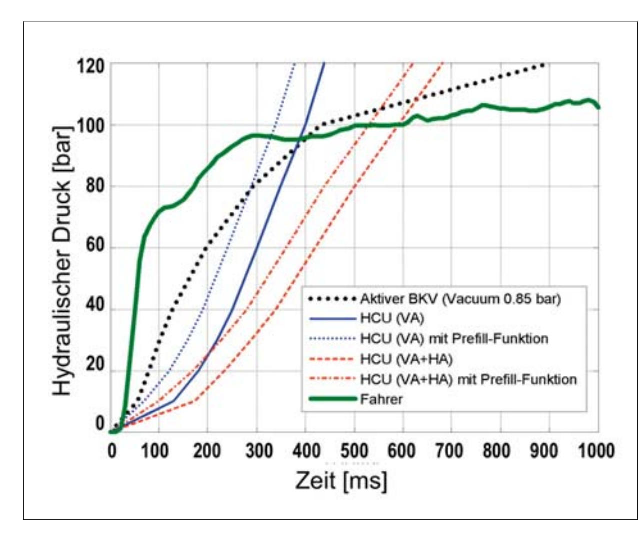


Bild 3-28:
Exemplarischer Vergleich der Druckaufbaudynamik von Fahrer, aktivem Bremskraftverstärker und HCU
(VA: Vorderachse, HA: Hinterachse)

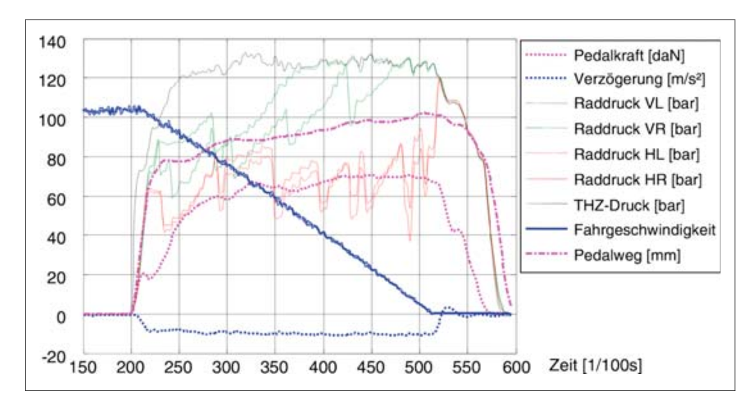


Bild 3-29: Charakteristische Messgrößen einer Pkw-Vollbremsung aus 100 km/h

Der Druckaufbau der technischen Systeme verhält sich eher umgekehrt. Die Dynamik insbesondere der HCU lässt sich durch so genannte Prefill-Funktionen optimieren: Hier wird, ausgelöst durch bestimmte Sensorik (z.B. Umfeldsensoren), das Hydrauliksystem vorbefüllt (Lüftspielüberwindung der Scheibenbremse), um ein schnelleres Ansprechen der Bremsanlage zu realisieren. Die Messergebnisse zeigen den autonomen Druckaufbau durch die jeweilige Komponente ohne überlagerten Fahrerantritt.
Bild 3-29 zeigt an einem Beispiel den Aufbau der Fahrerfußkraft und den Druckverlauf (≈ Momentenverlauf) in den Radbremsen sowie die Fahrzeugverzögerung bei einer Bremsung mit ABS-Funktion.

3.3.6 Komponenten des Bremssystems

3.3.6.1 Bremssattel

Mit Hilfe von Scheibenbremsen werden Bremskräfte am Rad erzeugt. Nahezu alle Pkw-Vorderradbremsen sind Scheibenbremsen. Bei heutigen Fahrzeugen sind auch die Hinterachsbetriebsbremsen als Scheibenbremsen ausgeführt. Scheibenbremsen sind Axialbremsen. Die Zuspannkräfte des Bremssattels werden über hydraulische Zylinder in axialer Richtung auf die Bremsbeläge aufgebracht, die beidseitig auf die Planreibflächen der Bremsscheibe (auch „*Rotor*“ genannt) wirken. Die Kolben und Beläge sind in einem sattelartig über den Außendurchmesser der Scheibe greifenden Gehäuse untergebracht. Die Beläge stützen sich in Drehrichtung der Scheibe an einem am Achsschenkel befestigten Bauteil ab.
Die Bremsbelagflächen bedecken jeweils einen Teil einer ebenen Ringfläche (Teilscheibenbremse). Im Allgemeinen ist unter dem Begriff „*Scheibenbremse*“ immer eine Teilscheibenbremse zu verstehen. Vollscheibenbremsen, bei denen die gesamte Scheibe mit einem ringförmigen Belag in Berührung gebracht wird, sind im Pkw-Bau nicht gebräuchlich. Bei Scheibenbremsen werden Fest-, Rahmen- und Faustsättel unterschieden: Festsättel beinhalten Kolben zu beiden Seiten der Bremsscheibe (**Bild 3-33**); Schwimmrahmen und Faustsättel nur auf einer Seite, sie sind verschiebbar gelagert (**Bilder 3.-34** und **3-35**). Der Bremsenkennwert C^* einer Scheibenbremse ist linear abhängig vom Belagreibwert (**Bild 3-30**).

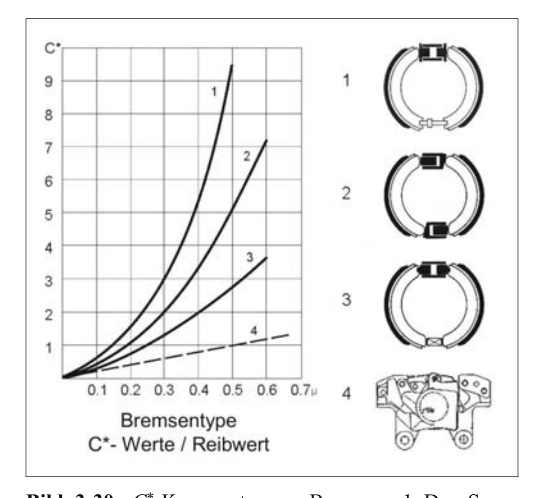


Bild 3-30: C^*-Kennwerte von Bremsen: 1 Duo-Servo Trommelbremse, 2 Duplex-Trommelbremse, 3 Simplex-Trommelbremse, 4 Scheibenbremse

Weitere Merkmale sind:

- hohe thermische Belastbarkeit,
- geringere Empfindlichkeit gegenüber Reibwertschwankungen des Belags (s.o.),
- gleichmäßiges Ansprechen (Reproduzierbarkeit),
- gleichmäßiger Belagverschleiß,
- einfache (selbsttätige) Nachstellung,
- einfacher Belagwechsel.

Die Abdichtung der Kolben im Sattel erfolgt durch Kolbendichtringe mit quadratischem Querschnitt in einer profilierten Gehäusenut (**Bild 3-31**). Sie erzeugen nach dem Bremsvorgang ein Zurückziehen des

Kolbens (*roll back*) und sorgen dadurch für ein so genanntes „Lüftspiel“ (geringes Rest-Bremsmoment). Bei starker axialer Verformung und Verschiebung der Bremsscheibe (z.B. Radlagerspiel) wird mit der Dichtungsgeometrie das Wiedervorziehen des Kolbens erreicht (*knock back*).

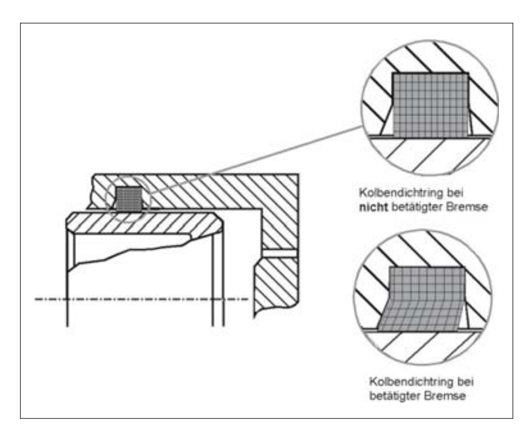


Bild 3-31: Verformung des Kolbendichtrings (Vierkantring)

Eine Schutzkappe sichert den Bereich zwischen Kolben und Gehäusebohrung gegen das Eindringen von Feuchtigkeit und Schmutz. Die Faltenbalgform der Schutzkappe passt sich dem veränderlichen Hub an, der durch Verschleiß der Beläge und der Scheibenreibflächen sowie axiale Toleranzen entsteht.
An der höchstgelegenen Stelle des Zylinders ist zum Entlüften der Bremsanlage eine Entlüftungsschraube angebracht, um eventuell eingedrungene Luft in den Werkstätten aus der Bremshydraulik zu entfernen.

Sattel-Werkstoffe

Die Gehäuse der Faustsättel werden i.A. aus Kugelgraphitguss in den Qualitäten GGG50...60 gegossen. Bei Anforderungen an geringes Gewicht setzt man verschraubte Gehäuse ein, wobei die Zylinderseite aus hochfestem Aluminiumguss und die Gehäusepratze, die über die Scheibe auf den Belag der Felgenseite führt, aus hochwertigem Kugelgraphitguss ist. Bei besonderen Anforderungen an geringes Gewicht wird das gesamte Gehäuse als ein Teil in Aluminium ausgeführt (**Bild 3-36** Faustrahmensättel).
Bremskolben werden aus Grauguss, Stahl, Aluminium-Legierungen und Kunststoffen hergestellt (**Bild 3-32**). Bei Stahlkolben ist Tiefziehen und Fließpressen üblich. Um die erforderliche Oberflächengüte und vor allem die Durchmessertoleranz sicherzustellen, ist ein Schleifen des Außendurchmessers notwendig.

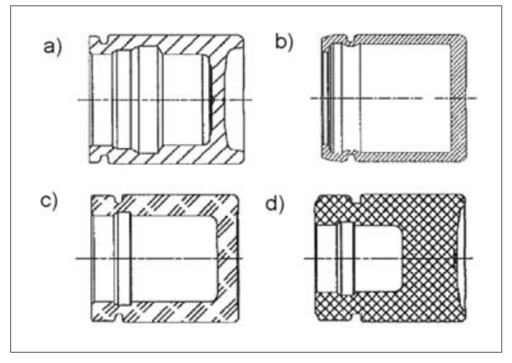


Bild 3-32: Bremssattelkolben aus verschiedenen Werkstoffen, a) Grauguss, b) Stahl, c) Aluminium-Legierung, d) einspritzbare Kunststoffe

Sattelauslegung

Hier verwendet man einen C^*Wert, der sich aus dem Verhältnis von Reibkraft F_U und Zuspannkraft des Kolbens F_S ergibt: (A_K = Kolbenfläche, p = hydraulischer Druck, μ = Belagreibwert):

$$C^* = 2\,\frac{F_U}{F_S} \tag{3.8}$$

mit $F_U = A_K \cdot p \cdot \mu$ und $F_S = A_K \cdot p$ gilt:

$$C^* = 2\mu\,. \tag{3.9}$$

Die Zuspannkraft wird in der Kolbenmitte angreifend angenommen. Übliche Reibwerte für Scheibenbremsen liegen zwischen μ = 0,35 bis 0,50 (d.h. C^* = 0,7... 1,0), wobei μ als mittlerer Betriebsreibwert der Belagsorte definiert ist. Er kann in Abhängigkeit von Scheibentemperatur, Fahrzeuggeschwindigkeit, Flächenpressung, etc. schwanken.
Die Steifigkeit eines Bremssattels wird indirekt über seine Fluidaufnahme über dem hydraulischen Druck im Zylinder definiert, die so genannte „Volumenaufnahme“. Man berechnet die Volumenaufnahme mittels 3D-Modellen auf dem Computer und überprüft dies durch Messungen im Versuch.
Der auf das Fahrzeugleben bezogene Festigkeitsnachweis eines Faustsattelgehäuses erfolgt durch hydraulische Druckbeaufschlagung mit pulsierender Belastung. Diese Erprobung erfolgt im praktischen Versuch mit genau definierten Parametern, da Gestalteinflüsse noch nicht einwandfrei mit elektronischen Rechenprogrammen erfasst werden können.

Festsattel

An der Vorderachse schwerer Pkw mit Heckantrieb sind Festsättel weit verbreitet, da diese Fahrzeuge ausreichend Einbauraum an der Vorderachse bieten.
Festsättel sind durch beidseitig der Scheibenreibflächen angeordnete Bremszylinder und durch ein feststehendes Gehäuse gekennzeichnet (**Bild 3-33**).

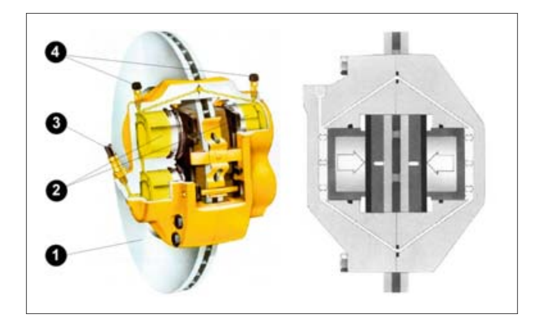


Bild 3-33: Festsattel: 1) Bremsscheibe, 2) Bremskolben, 3) Hydraulischer Anschluss, 4) Entlüftung

Das Gehäuse besteht meist aus zwei Hälften, die axial miteinander verschraubt sind. Die auf beiden Scheibenseiten befindlichen Kolben sind durch Kanalbohrungen in den Gehäusehälften oder zusätzliche Leitungen hydraulisch miteinander verbunden. Die Kanalbohrungen sind an der Kontaktfläche mit Dichtungen nach außen abgedichtet. Der Übergang dieser Bohrungen über den Scheibenaußendurchmesser ist thermisch sensibel. Besondere Maßnahmen zur Kühlluftführung und ausreichend gute Bemessung der Scheibe verhindern eine Dampfblasenbildung, die zum Bremsenausfall durch zu hohe Bremsflüssigkeitsaufnahme (= Pedal am Boden) führen könnten. Die Beläge stützen sich tangential an Anschlagführungen seitlich der Kolben ab. Vorteil dieser Sattelkonstruktion ist die durch hohe Steifigkeit bedingte geringe Volumenaufnahme.

Rahmensattel

Dadurch, dass beim Rahmensattel sich nur auf einer Seite Kolben befinden, lässt sich die Bremsscheibe axial tiefer in die Felgenschüssel (d.h. zur Felgenaußenseite) verlagern. Dies erleichtert im Allgemeinen die Realisierung eines negativen Lenkrollradius. Die Reaktionskraft des Kolbens wird mit einem Rahmen über die Scheibe auf den felgenseitigen Belag übertragen. Das Zylindergehäuse ist im Rahmen befestigt.

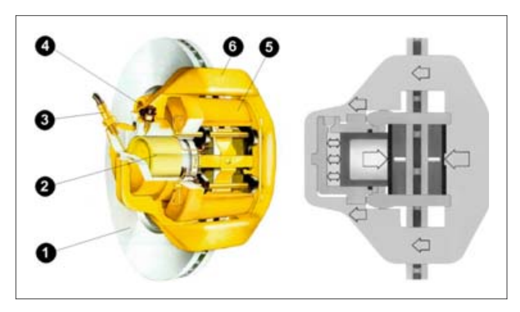


Bild 3-34: Schwimmrahmensattel: 1) Bremsscheibe, 2) Kolben, 3) Hydraulik-Anschluss, 4) Entlüftungsschraube, 5) Halter, 6) Rahmen

Beide Beläge stützen ihre jeweiligen tangentialen Bremsumfangskräfte unmittelbar auf zwei Arme des mit der Radnabe bzw. Achsschenkels fest verschraubten Halters ab. Der Vorteil von Rahmensätteln ist die niedrige Bremsflüssigkeitstemperatur im Zylinder, da die Bremsflüssigkeit nicht über die Bremsscheibe geführt wird und der große, offene Belagschacht der Kühlluft guten Zutritt zu den Belägen erlaubt.

Faustsattel

Faustsättel bieten die gleichen Einbauvorteile wie Rahmensättel. Weitere wesentliche Vorteile sind:

- großflächige Beläge,
- optimale Belagform,
- geringes Gewicht,
- kleine Baugröße.

Das meist einteilige Gehäuse gleitet auf zwei Armen eines fest geschraubten Halters oder des Achsschenkels selbst. Die beiden Halterarme können auf der Felgenseite mit einer angegossenen Brücke oder über hakenförmige Enden der Belagträgerplatte verbunden sein (**Bild 3-35**). Auf diese Weise ist es möglich, die Beläge beim Bremsvorgang zumindest teilweise als gezogene Beläge auszuführen (pull-push-Prinzip).
Die axialen Reibungskräfte in den Halterführungen liegen auf der Scheibeneinlaufseite. Mit dieser Bauweise werden zwei wesentliche Funktionsvorteile erreicht: zum einen „schmiegen" sich die Beläge gleichmäßig an die Scheibenreibfläche an, was zum parallelen Belagverschleiß (gewünscht) wesentlich beiträgt; zum anderen werden Geräusche reduziert.

Faustsattel FN

Durch eine spezielle Faustsattelkonstruktion (FN-Ausführung) kann gegenüber dem Standard-Faustsattel ein größerer Bremsscheibendurchmesser erreicht werden, mit dem Vorteil eines größeren Reibradius und damit höheren Bremsmomentes bei gleichem Bremsdruck. Dabei kann die Gehäusebrücke an der engsten Konturenstelle im Rad sehr lang und deshalb dünn gehalten werden, ohne dass die Sattelsteifigkeit (Volumenaufnahme) sich verschlechtert (**Bild 3-35**).

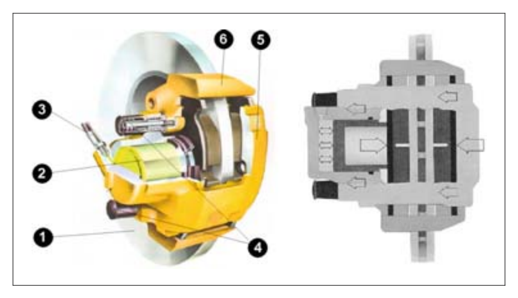


Bild 3-35: Faustsattel Bauart Teves FN: 1) Bremsscheibe, 2) Bremskolben, 3) Hydraulik-Anschluss, 4) Dämpfungshülsen, 5) Halter, 6) Rahmen



Bild 3-36:
Varianten der Faustrahmensättel: FNR-AL Aluminium, FNRG Composite (Halter aus Aluminium, Brücke und Sattel aus Grauguss), FNR Grauguss

Faustsattel FNR
Eine weitere Vergrößerung des Scheibenaußendurchmessers ist bei Einsatz eines Faustrahmensattels (FNR) möglich (**Bild 3-36**). Hierbei wird die Gehäusebrücke, wie beim Faustsattel beschrieben, ebenfalls nach außen um die beiden Haltearme herumgeführt und felgenseitig mit der mittleren Gehäusepratze zu einem einzigen Gussstück fest verbunden.

Kombinierter Faustsattel
Beim Kombi-Faustsattel (FNc **Bild 3-37**) werden die Funktionen von Betriebs- und Feststellbremse in einem Scheibenbremssattel zusammengefasst, wobei dieselben Reibpartner für beide Aufgaben genutzt werden. Die Betriebsbremse ist analog der des Faustsattels, die Feststellbremse wird über einen Bowdenzug aktiviert, welcher über einen Hebelmechanismus die Betätigungswelle (**Bild 3-38**) verdreht.
Da der C^* Wert nur dem einer Scheibenbremse mit $C^* = 2\mu$ entspricht, muss für die Feststellbremsung eine erhöhte Kraft auf den Kolben erzeugt werden. Die Betätigung erfolgt über einen Handhebel (**Bild 3-45**).
Tritt während einer Bremsung zusätzlich zu Belagkompression und Verformungen des Gehäuses noch Verschleiß auf, kann dieser Verschleißweg durch Gehäuseentlastung, bzw. durch die Rückstellfähigkeit des Dichtrings, nicht vollständig kompensiert werden, es erfolgt eine Verschleißnachstellung.

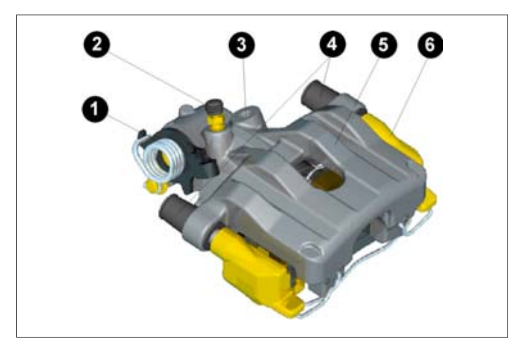


Bild 3-37: Kombi-Faustsattel FNc: 1) Spannvorrichtung, 2) Entlüftungsschraube, 3) Hydraulik-Anschluss, 4) Dämpfungshülsen, 5) Halter, 6) Rahmen

Die Spindel (2) wird dann durch die Kraft der Rückstellfeder (4) wieder zur Anlage am Druckstück (5) gebracht. Da die Rückstellfederkraft etwa der dreifachen Antriebsfederkraft entspricht, wird die Nachstellmutter (1) von der Spindel (2) mitgenommen, und der Reibkonus öffnet sich. Die Nachstellmutter wird nun durch die Antriebsfeder zur Drehung veranlasst und schließt den Reibkonus wieder. Damit ist ein axialer Längenausgleich (Nachstellung) erfolgt.

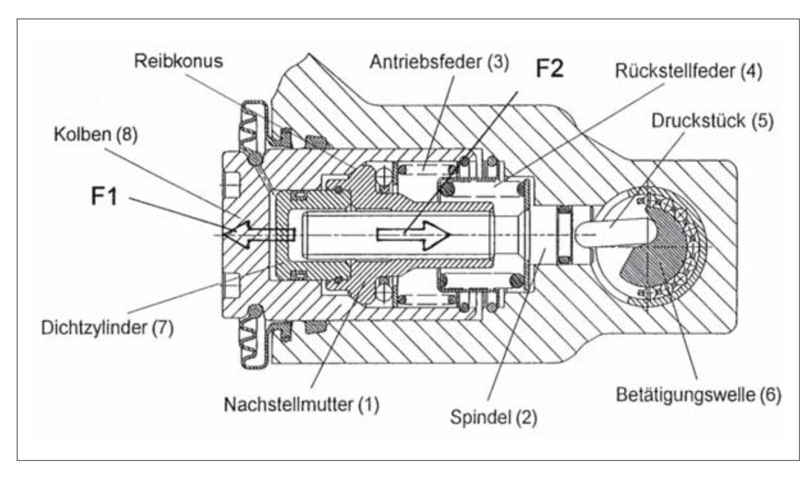


Bild 3-38:
Nachstellung

3.3.6.2 Bremsscheiben

Ca. 90 % der beim Bremsen umgesetzten Energie geht zunächst in die Scheibe und wird von dort an die Umgebungsluft weitergegeben. Im Reibring werden, z.B. bei Bergabfahrten, Temperaturen bis zu 700 °C (Rotglut) erreicht. Um eine noch höhere Wärmeaufnahmekapazität zu erreichen, gibt es Entwicklungskonzepte für Systeme mit Doppelbremsscheiben.

Massive bzw. belüftete Bremsscheibe
Um eine bessere Kühlwirkung zu erreichen, werden neben den massiven Bremsscheiben zunehmend innenbelüftete Scheiben eingesetzt. Eine weitere Maßnahme zur Verbesserung der Kühlung und des Ansprechverhaltens bei Nässe (Wasserempfindlichkeit) bildet der Einsatz von gelochten oder genuteten Bremsscheiben. Allerdings ist dies mit höheren Kosten und u.U. einer stärkeren Geräuschbildung verbunden.
Derartige Nachteile werden vermeiden, durch die so genannte „ATE Power Disc“, in deren Ringflächen eine Endlosnut eingearbeitet ist (**Bild 3-39**).



Bild 3-39: Massive Bremsscheibe (links) und innenbelüftete ATE Power Disc (rechts)

Weitere Vorteile dieser Multifunktionsnut:

- optische Erkennung der Verschleißgrenze,
- verbessertes Bremsen bei Nässe,
- verringertes Fading,
- riefenfreies Verschleißbild von Belag/Scheibe.

Schirmung
Aufgrund der Einbaubedingungen der Bremsscheibe innerhalb der Felgenkontur hat die Scheibe einen einseitigen Befestigungsflansch (Scheibentopf). Der Reibring tendiert daher bei Erwärmung dazu, zu schirmen, d.h. die Reibflächen gehen von Planflächen in Kegelflächen über. Das kann zu ungleichem Belag- und Scheibenverschleiß durch punktuelle Anlage der Belagreibfläche auf dem Reibring führen. Geräuschentwicklung und Rubbeln können die Folge sein. Als Rubbeln wird eine Kombination von Lenkradschwingung, Pedalpulsation und niederfrequenter Geräuschbildung bezeichnet. Durch konstruktive Maßnahmen kann die Schirmung in Grenzen gehalten werden (**Bild 3-40**).

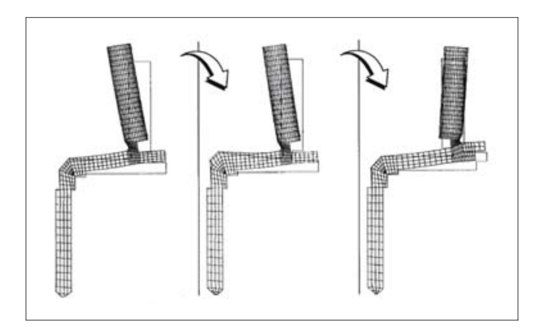


Bild 3-40: FE-Analyse zur Reduzierung der Scheibenschirmung

Zum Erreichen einer guten Bremsenqualität werden hohe Anforderungen an die Fertigungsgenauigkeit von Bremsscheiben gestellt. Darüber hinaus ist im Fahrzeug entsprechende Laufgenauigkeit der Scheibenanflanschfläche und optimiertes Lagerspiel sicherzustellen.

Schwimmend gelagerte Bremsscheiben
Schwimmend gelagerte Bremsscheiben bestehen aus zwei Einheiten: ein völlig planer äußerer Reibring ist in axialer Richtung verschiebbar auf einem inneren, nabenfesten Scheibenträger angebracht. Vorteile sind:

- keine Schirmung,
- minimierte Wärmeleitung in die Radlagerung,
- reduziertes Lüftspiel, da die beweglich gelagerte Scheibe nicht die Beläge zurückdrückt.

Schwimmend gelagerte Bremsscheiben werden in Kombination mit Festsätteln eingesetzt, sie finden vorwiegend bei Motorrädern und Hochleistungsfahrzeugen Verwendung.

Bremsscheiben-Werkstoffe
Der übliche Scheibenwerkstoff ist perlitischer Grauguss in den Qualitäten GG15 ... 25. Geringe Zusätze von Chrom, Molybdän geben dem Werkstoff eine höhere Verschleißfestigkeit sowie ein günstigeres Wärmerissverhalten. Ein hoher Kohlenstoff-Gehalt erhöht die Geschwindigkeit der Wärmeaufnahme.

Eine Neuentwicklung ist die C/SiC-Bremsscheibe (**Bild 3-41**). Bei ihr kommt mit Kohlefaser (C) verstärkte Keramik mit SiC-haltiger Matrix zum Einsatz.



Bild 3-41: C/SiC-Bremsscheibe

Die Vorteile einer C/SiC-Bremsscheibe gegenüber einer Grauguss-Bremsscheibe sind:

- höhere Verschleißfestigkeit mit einer Lebensdauer bis ca. 300 000 km,
- Verringerung ungefederter Massen durch Gewichtsersparnis,
- hohe Temperaturbeständigkeit,
- Korrosionsbeständigkeit: es entfallen negative Begleiterscheinungen (Kontakthaftung, festrostende Bremsbeläge) der Grauguss-Bremsscheibe.

Durch den hohen Fertigungsaufwand ist die C/SiC-Bremsscheibe jedoch wesentlich teurer. Sie wurde speziell für Hochleistungs-Sportwagen entwickelt und wird darüber hinaus in Fahrzeugen der Oberklasse zum Einsatz kommen.

3.3.6.3 Bremsbeläge

Der wesentliche Faktor für die Wirksamkeit einer Bremse ist der Bremsbelag [16, 17]. Seine physikalischen und chemischen Eigenschaften bestimmen die Qualität einer Bremsanlage entscheidend. Anforderungen an einen Bremsbelag sind u.a.:

- Reibwerthöhe μ,
- Reibwertkonstanz (z.B. bei unterschiedlicher Temperatur, Nässe, Salz oder Schmutz),
- geringer Belagverschleiß sowie geringer Verschleiß des Reibpartners (Trommel/Scheibe),
- minimale Geräuschbildung bzw. hohe Geräuschdämpfung, z.B. gegen (hochfrequentes) Quietschen und (niederfrequentes) Rubbeln,
- geringe Kompressibilität.

3.3.6.4 Trommelbremsen

Trommelbremsen sind Radialbremsen. Sie haben zwei Bremsbacken, die durch hydraulische Radzylinderbetätigung beim Bremsen nach außen gegen die Reibfläche der Trommel gedrückt werden. Bei Beendigung der Bremsung ziehen Federn die Bremsbacken wieder nach innen, so dass zwischen Trommelreibfläche und Bremsbelägen ein „Lüftspiel“ entsteht. Im heutigen Automobilbau werden hauptsächlich die Simplex-Trommelbremse (**Bild 3-42**a) und die Duo-Servo-Trommelbremse (**Bild 3-42**e) eingesetzt.

Simplex-Trommelbremse

Bei Personenwagen kann diese Bauart an der Hinterachse aus Kostengründen (Integration der Feststellbremsfunktion) eingesetzt werden. Das erzeugte Bremsmoment ist nur wenig von Reibwertschwankungen abhängig (C^* = 2,0 bis 2,3, **Bild 3-30**), so dass eine gleichmäßige Bremswirkung (links/rechts) erreicht wird und damit das Fahrverhalten während der Bremsung ausreichend stabil ist.

Die in Fahrtrichtung vorn liegende Bremsbacke, die Primärbacke, erzeugt rund 65 % des Bremsmomentes, die hinten liegende Sekundärbacke nur etwa 35 %. Der Primärbelag wird daher zum Verschleißausgleich dicker ausgeführt, oder der Umfangswinkel beider Backen wird unterschiedlich groß gewählt. Der Umfangswinkel ist der Winkel, über den der Belag Kontakt mit der Trommel hat.

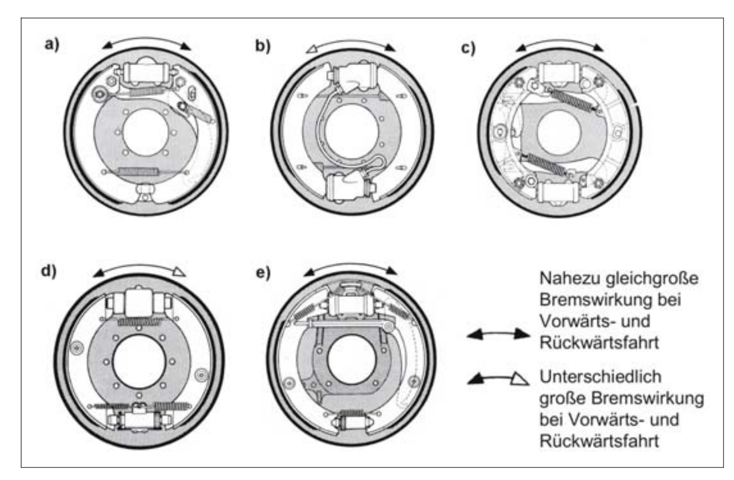


Bild 3-42:
a) Simplex-Trommelbremse,
b) Duplex-Trommelbremse,
c) Duo-Duplex-Trommelbremse,
d) Servo-Trommelbremse,
e) Duo-Servo-Trommelbremse

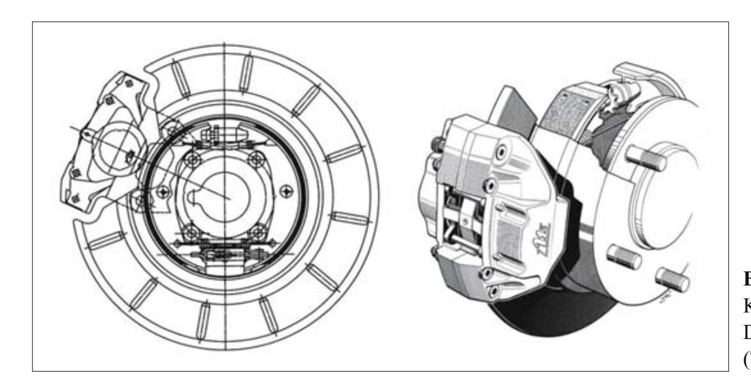


Bild 3-43:
Kombination aus Scheiben- und Duo-Servo-Trommelbremse (Topf-Bremse)

Duo-Servo-Trommelbremse
Diese Bremse (**Bild 3-42**e) erzeugt ein sehr hohes Bremsmoment, da das Nacheinanderschalten der beiden Bremsbacken eine besonders wirksame Selbstverstärkung erzeugt ($C^* = 3{,}5$ bis 6,5). Duo-Servo-Trommelbremsen werden daher häufig in Fahrzeugen mit hoher Nutzlast, etwa kleinen bis mittleren Lkw, verbaut. In der Regel ist ein automatischer Verschleißausgleich eingebaut, bei dem über einen Seilzug ein Nachstellhebel betätigt wird, der durch das Verdrehen einer Ritzelmutter indirekt eine nicht verdrehbare Spindelschraube herausbewegt.
Durch Befestigung eines Hebels an der Sekundärbacke und einer Druckstange zur Übertragung einer Reaktionskraft auf die Primärbacke lässt sich eine Feststelleinrichtung leicht integrieren. Sehr zweckmäßig ist der Einsatz der Duo-Servo-Trommelbremse in Kombination mit einer Scheibenbremse „*drum-in-hat*“ (**Bild 3-43**).
Die nur mechanisch betätigte Trommelbremse übernimmt hierbei die Funktion der Feststellbremse und die Scheibenbremse den Betriebsbremsanteil der Hinterachse. Ein Vorteil dieser Kombination ist, dass die Beläge für Feststell- und Betriebsbremse unabhängig voneinander optimal ausgelegt werden können.

Bremstrommel-Werkstoffe
Aufgrund der kostengünstigen Herstellung sind Bremstrommeln aus Grauguss heute allgemein verbreitet. Für besondere Anwendungen gibt es gewichtsoptimierte Lösungen. Beispiele hierzu sind:

- Zweiteilig in Verbundguss hergestellt: Der äußere Bereich besteht aus einer Aluminiumlegierung, innen ist wegen der geeigneten Reibpaarung ein Graugussring eingesetzt.
- Matrix aus Keramik bzw. Aluminiumoxid eingegossen in Aluminiumtrommel.

Bremstrommeln aus Aluminium sind anspruchsvoll in der Herstellung und haben wegen der niedrigen Temperaturbeständigkeit einen eingeschränkten Leistungsbereich. Am besten eignen sie sich daher für Hinterachsbremsen besonders leichter Fahrzeuge.

Nachstellung
Reibbelagverschleiß bei Trommelbremsen kann durch manuelle Nachstellung mit einfachen Werkzeugen ausgeglichen werden (**Bild 3-44**). Da die Wartungsintervalle moderner Fahrzeuge aber immer länger werden und sich dadurch bis zur Nachstellung unerwünschter Bremspedalhub einstellen würde, werden automatische Nachstelleinrichtungen verbaut.

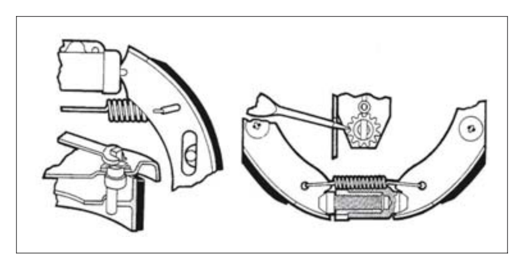


Bild 3-44: Manueller Reibbelagverschleißausgleich von Trommelbremsen durch Exzenter- (links) und Zahnradnachstellung (rechts)

Feststellbremsen
Mit einer Trommelbremse ist die Feststellbremsfunktion leicht zu realisieren. Die Betätigungskraft wird über Seilzüge (Bowdenzüge) auf die Hebel der Trommelbremse übertragen. Heute sind fast ausschließlich Systeme mit rein mechanischer Betätigung über Hand- oder Fußhebel in Gebrauch (**Bild 3-45**). Sie werden zunehmend von einer elektromotorischen Betätigung, der so genannten „elektrischen Parkbremse“ (EPB) ersetzt (s. Abschnitt 3.3.6.8).

Einbau von Radbremskomponenten
An die Radbremskomponenten werden hohe Ansprüche hinsichtlich Robustheit und Funktionssicherheit gestellt. Die Funktionssicherheit über der Fahrzeuglebensdauer wird jedoch auch wesentlich durch die Art der Anbindung an die Fahrwerkskomponenten beeinflusst. Einfluss haben unter anderem:

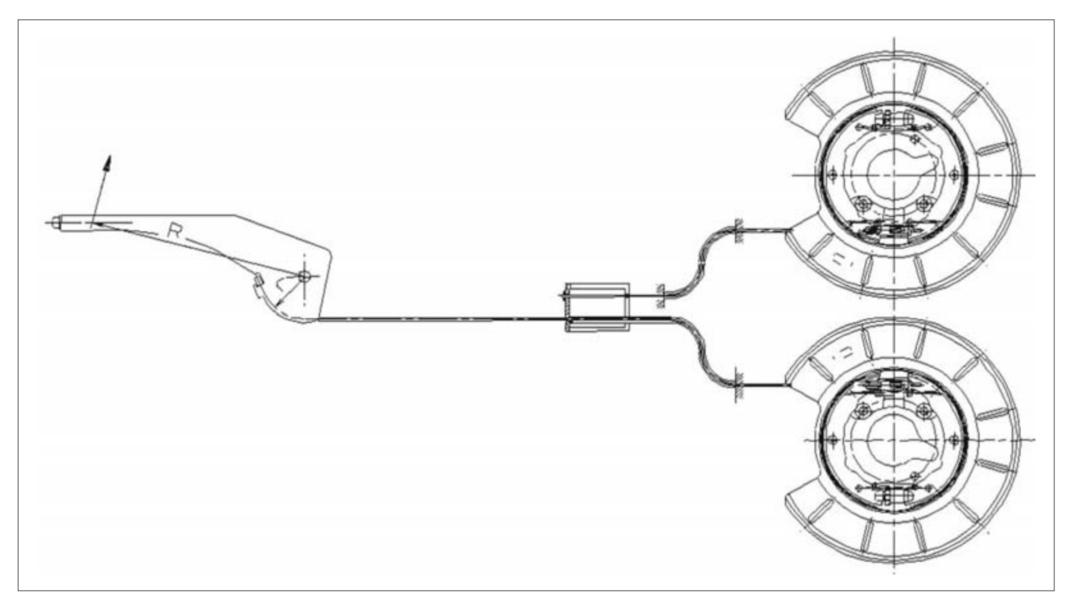


Bild 3-45: Betätigungsmechanismus Feststellbremse („Handbremse“)

- Fertigungstoleranzen oder zu großes Radlagerspiel führen zu Scheibenschlag (Planlaufabweichung).
- Als Folge hiervon sind Komforteinbußen durch Rückwirkung auf das Bremspedal beim Bremsen (Bremsenrubbeln) und ungleichmäßiger Verschleiß von Scheibe und Bremsbelag zu nennen. Reibwertschwankungen zwischen Bremsscheibe und Bremsbelag können beim Bremsen Schwingungen verursachen, die durch Fahrwerkskomponenten soweit gedämpft werden sollten, dass sie sich nicht störend auf Fahrzeuginsassen auswirken.
- Ausreichende Kühlung der Scheiben- oder Trommelbremsen durch Fahrtwind muss unter allen Betriebsbedingungen gewährleistet sein. Fahrwerkskomponenten, die den auftretenden hohen Bremstemperaturen nicht standhalten, sind durch geeignete Maßnahmen (z.B. Werkstoffauswahl, Wärmeschutzbleche) zu schützen.
- Der Zugang zu den Bremsenkomponenten zur Verschleißprüfung, Entlüftung des Bremssystems und zum Austausch von Verschleißteilen (z.B. Bremsbeläge) sollte ohne großen Aufwand möglich sein.

Die Gewichte von Bremssätteln liegen für Sphäroguss-Sättel je nach Ausführung (Typ, Kolbendurchmesser/anzahl) in der Größenordnung von 3 kg bis zu 12 kg. Dazu kommt das Haltergewicht zur Befestigung am Achsschenkel mit ca. 2 bis 4 kg. Die Verwendung von Aluminium kann bei Bremssätteln eine deutliche Gewichtsreduzierung ermöglichen.

Die Bremsscheibengewichte sind durchmesserabhängig und liegen bei Kleinfahrzeugen bei ca. 4 kg. Hochleistungsfahrzeugen mit entsprechend großer Bremsscheibe können auch bis ca. 14 kg erreichen. Hier ist durch Einsatz von z.B. C/SiC-Scheiben eine Gewichtseinsparung über 60 % erreichbar.

Bremsleitungen und -schläuche

Zur Verbindung der hydraulischen Komponenten eines Bremssystems werden hochdruckfeste Bremsrohr-, Bremsschlauch- und armierte Schlauchleitungen (Flexleitungen) verwendet. Wesentliche Anforderungen sind Druckfestigkeit, mechanische Belastbarkeit, geringe Volumenaufnahme, chemische Beständigkeit zum Beispiel gegen Öl, Kraftstoffe und Salzwasser sowie thermische Unempfindlichkeit.

Bremsrohrleitungen stellen die hydraulische Verbindung zwischen unbeweglichen Anschlusspunkten dar. Sie bestehen aus doppelt gewickelten, hartgelöteten Stahlrohren. Zum Schutz gegen Umgebungseinflüsse wird die Rohroberfläche verzinkt und mit einem Kunststoff überzogen.

Bremsschlauchleitungen finden sich an den Übergängen zu beweglichen, dynamisch stark beanspruchten Teilen wie Achsschenkel oder Bremssattel. Sie stellen die einwandfreie Weiterleitung des Flüssigkeitsdrucks zu den Bremsen auch unter extremen Bedingungen sicher. Bremsschlauchleitungen bestehen aus einem Innenschlauch, einem zweilagigen Geflecht als Druckträger und einer äußeren Gummischicht zum Schutz des Druckträgers vor äußeren Einflüssen.

Armierte Schlauchleitungen (Flexleitungen) werden ähnlich wie Bremsschlauchleitungen an den Übergängen zu dynamisch beanspruchten Teilen verbaut. Sie bestehen aus Poly-Tetrafluor-Ethylen-Leitungen (PTFE) mit Edelstahlgeflecht als Druckträger und gegebenenfalls einem anderen thermoplastischen Elastomer als äußere Schutzschicht. Dadurch ergibt sich eine gewisse Flexibilität, so dass Flexleitungen nur für Verbindungen mit geringer Bewegung genutzt werden, wie sie zum Beispiel durch Belagverschleiß an den Bremssätteln auftreten. Flexleitungen dämpfen die Körperschallübertragung und werden deshalb auch zur Verbesserung des akustischen Komforts, zum Beispiel zwischen Tandem-Hauptzylinder und Hydraulikeinheit eingebaut.

3.3.6.5 Bremsflüssigkeit

Im hydraulischen Teil der Bremsanlage ist Bremsflüssigkeit das Medium für die Energieübertragung zwischen Tandem-Hauptzylinder, gegebenenfalls hydraulischer Regeleinheit und den Radbremsen. Sie hat die Aufgabe im Betriebstemperaturbereich die Übertragung von hydraulischem Druck zu den Bremsenkomponenten sicherzustellen. Zusätzlich schützt sie die bewegten Teile wie z.B. Dichtungen, Kolben und Ventile vor Korrosion und schmiert diese.

Einbau von Übertragungselementen
Die Elastizität des Hydrauliksystems ist möglichst gering zu halten, um eine direkte Anbindung der Betätigungselemente an die radseitige Aktorik zu gewährleisten. Luft-/Gasblasen sind somit im Hydrauliksystem unerwünscht. Daher sind nach Montagearbeiten am Bremssystem Entlüftungsprozeduren vorgeschrieben. Zur Durchführung dieser Prozeduren und für den normalen Betrieb ist es notwendig, dass sich an keiner Stelle im Hydrauliksystem Gasblasen ansammeln können, was durch eine entsprechende Leitungsführung (*Routing*) erreicht werden kann. Somit sind alle flüssigkeitsführenden Leitungen wie Bremsleitungen und Schläuche so zu verlegen, dass ggf. Gasblasen ungehindert den höchsten Punkt des Bremssystems (Ausgleichsbehälter) erreichen und entweichen können.
Aufgrund der mechanischen Belastung von Leitungen und Schläuche gelten darüber hinaus Mindest-Biegeradien, die bei der Verlegung nicht unterschritten werden dürfen. Bremsschläuche werden in Bereichen eingesetzt, in denen eine flexible Verbindung (insbesondere Radhubkinematik und Lenkeinschlag) zwischen den Bremskomponenten erforderlich ist.
Sie dürfen im Wesentlichen nur auf Biegung (geringfügig auch Torsion) beansprucht werden. Zugbeanspruchung ist nicht zulässig.

3.3.6.6 Bremskraftverstärker

Bremskraftverstärker verstärken die am Pedal aufgebrachte Fußkraft durch eine so genannte „Hilfskraft". Sie erhöhen damit den Bedienkomfort und die Fahrsicherheit. Es werden heute hauptsächlich zwei Bauarten verwendet:

- Unterdruck-Bremskraftverstärker,
- Hydraulik-Bremskraftverstärker.

Unterdruck-Bremskraftverstärker
Der Unterdruck-Bremskraftverstärker – auch Vakuum-Booster genannt – hat sich bisher trotz seiner deutlich größeren Abmessungen gegenüber dem Hydraulik-Bremskraftverstärker behaupten können. Wesentliche Gründe hierfür sind seine kostengünstige Bauart und die kostenlose Verfügbarkeit der Unterdruckenergie der meisten Saugmotoren.
Die Unterdruckkammer des Bremskraftverstärkers ist über eine Unterdruckleitung mit dem Ansaugrohr des Motors oder einer separaten Vakuumpumpe (z.B. bei Dieselmotoren und direkteinspritzenden Otto-Motoren mit geringem Ansaugunterdruckniveau) verbunden.

Aktiver Bremskraftverstärker
Zur Darstellung von Zusatzfunktionen werden so genannte „*aktive Bremskraftverstärker*" eingesetzt, die zusätzlich elektrisch ansteuerbar sind (**Bild 3-46**).
Sie können genutzt werden für die Funktionen ESP-Vorladung, elektronischer Bremsassistent und ACC.
Aktive Bremskraftverstärker weisen einen im Steuergehäuse integrierten Magnetantrieb auf. Mittels einer Schiebehülse ist es möglich, mit dem elektrisch betätigten Magnetantrieb das Tellerventil zu betätigen. Dabei wird zunächst die Verbindung zwischen Unterdruckkammer und Arbeitskammer geschlossen; mit einer weiteren Strombeaufschlagung wird die Verbindung der Arbeitskammer zur Außenluft geöffnet und der Bremskraftverstärker betätigt. Zur sicheren Erkennung des Fahrerwunsches wird ein so genannter „Löseschalter" in das Steuergehäuse integriert.

Vakuumpumpe
Die bei Fahrzeugen mit Otto-Motor im Ansaugtrakt verfügbare Unterdruckenergie stellt eine kostengünstige Energiequelle für den Bremskraftverstärker dar. Bei Einspritzmotoren (Diesel-Motor und Benzin-Direkteinspritzmotoren) werden Vakuumpumpen erforderlich. Sie sind zumeist Flügel-Zellen-Pumpen und können mechanisch über eine Motorwelle oder bedarfsgerecht elektrisch angetrieben werden.

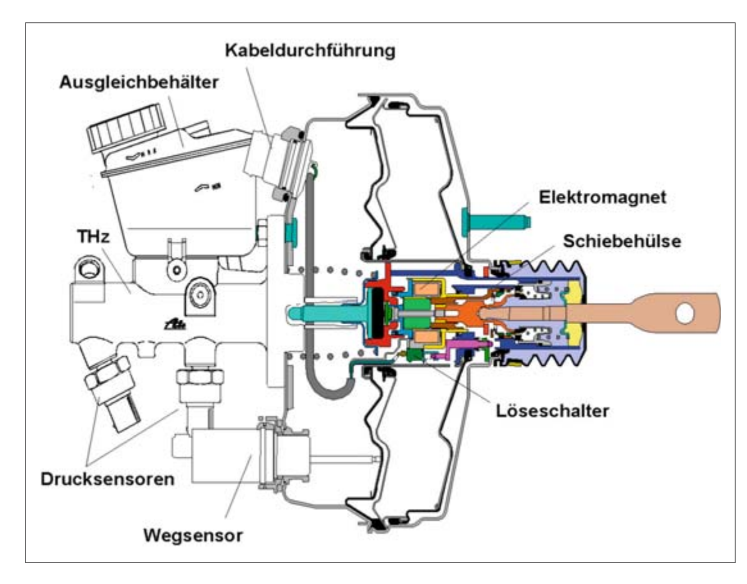


Bild 3-46: Aktiver Bremskraftverstärker in Tandem-Bauweise

Hydraulik-Bremskraftverstärker
Hydraulische Verstärker haben im Vergleich zu Unterdruck-Bremskraftverstärkern Vorteile im Hinblick auf die Energiedichte (und damit einen deutlich höheren Aussteuerpunkt), und den Einbauraum. Dem stehen die höheren Kosten und das bei bisherigen Hydraulikverstärkern auftretende „stumpfe Pedalgefühl" (kein Springer) gegenüber. Hydraulische Verstärker (**Bild 3-47**) werden insbesondere in schweren Pkws (z.B. gepanzerten Sonderschutzfahrzeugen) eingesetzt. Hier ist die hohe Verstärkungskraft vorrangig vor der Pedalcharakteristik.

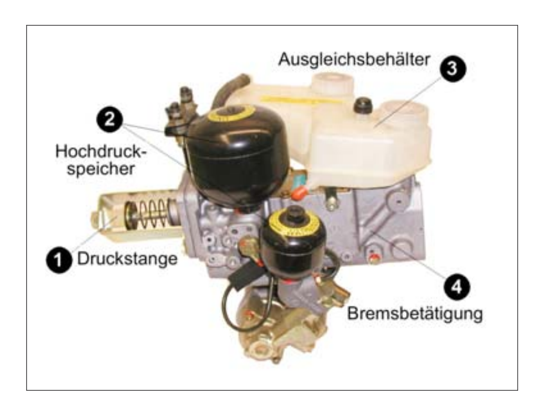


Bild 3-47: Hydraulik-Bremskraftverstärker für Sonderschutzfahrzeuge: 1) Druckstange, 2) Hochdruckspeicher, 3) Ausgleichsbehälter, 4) Bremsbetätigung

3.3.6.7 Tandem-Hauptzylinder

Der Tandem-Hauptzylinder wandelt die Ausgangskraft des Bremskraftverstärkers in hydraulischen Druck um.

Auf Grund der gesetzlich geforderten Zweikreisigkeit der Bremsanlage werden Einfach-Hauptzylinder nur in Sonderfällen (z.B. Rennfahrzeugen) eingesetzt.
Der heute generell eingesetzte Tandem-Hauptzylinder (THz) entspricht einer Kombination zweier hintereinander geschalteter Hauptzylinder in einem Gehäuse. Er ermöglicht den Druckaufbau und -abbau in der Bremsanlage. Bei Volumenänderungen im Bremssystem, z.B. bei Temperaturänderungen oder Verschleiß der Bremsbeläge, wird bei nicht betätigtem Bremspedal über die Ausgleichbohrung und den Ausgleichbehälter der Volumenausgleich sichergestellt.
Die Kolben begrenzen zwei Kammern, die des Primärkreises (auch Druckstangenkreis genannt) und des Sekundärkreises (auch Schwimmkreis genannt). Fällt ein Kreis aus (z.B. *Leckage*), wird dies über einen verlängerten Pedalweg spürbar, da der jeweilige Kolben bis zum Anschlag vorgeschoben werden muss, bevor sich im anderen, intakten Bremskreis Druck aufbauen kann. Je nach Bauart werden unterschieden:

- Schnüffelloch-Tandem-Hauptzylinder,
- Zentralventil-Tandem-Hauptzylinder,
- Plunger-Tandem-Hauptzylinder.

Ausgleichbehälter
Der Ausgleichbehälter eines Bremssystems

- beinhaltet das Reservevolumen für die zusätzliche Volumenaufnahme durch Belagverschleiß,
- reduziert das Aufschäumen der Bremsflüssigkeit,
- gewährleistet den Volumenausgleich innerhalb der Bremsanlage unter verschiedenen Umgebungsbedingungen,

- verhindert bei unterschiedlichen Fahrsituationen das Ansaugen von Luft in das Bremssystem,
- trennt bei absinkendem Flüssigkeitsspiegel das Reservevolumen der Hauptzylinderkreise.

3.3.6.8 Mensch-Maschine-Schnittstelle (HMI)

Fußhebelwerk

Das Fußhebelwerk ist eine der verschiedenen Schnittstellen zwischen dem Fahrer und dem Fahrzeug. Im Gegensatz zu den weiteren Fahrzeugschnittstellen wie zum Beispiel der Lenkung oder der Schaltung, wird die Betätigungskraft durch die Beine des Fahrzeugführers auf die Pedale übertragen. Daraus resultieren andere Anforderungen in Bezug auf Ergonomie und Betätigungskräfte als auf Schnittstellen, welche mit den Händen bedient werden.

Das Fußhebelwerk besteht bei manuell geschalteten Fahrzeugen aus folgenden Hauptkomponenten:

- Kupplungspedalmodul,
- Bremspedalmodul,
- Gaspedalmodul.

Die Anordnung der Module im Fahrzeug, einzeln oder kombiniertes Modul (**Bild 3-48**), hängt von den Bedürfnissen des Fahrzeugherstellers ab.

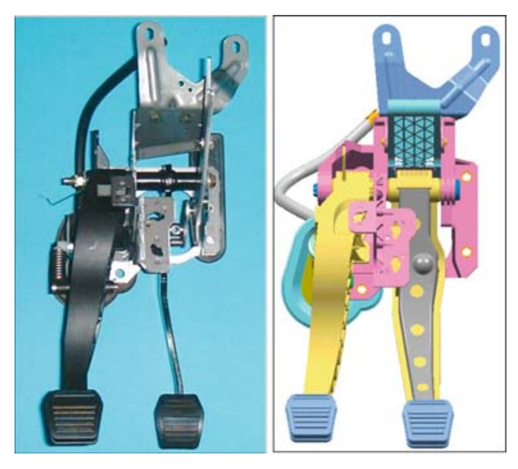


Bild 3-48: Kombiniertes Pedalmodul (Kupplung/Bremse) in Metallausführung (links), in gewichtsoptimierter Kunststoffausführung (rechts)

Ist keine manuelle Schaltung des Fahrzeuges vorgesehen (z.B. Automatgetriebe, CVT, automatisiertes Schaltgetriebe) entfällt das Kupplungspedalmodul.

Um Kosten zu sparen wird bei der Entwicklung versucht, ein Fußhebelwerk für eine Plattform oder aber sogar übergreifend für unterschiedliche Fahrzeugklassen auszulegen. Auf Grund der zumeist unterschiedlichen Bauraumverhältnisse sowie einer hohen Variantenvielfalt (Automatik, manuell, Linkslenker, Rechtslenker) gelingt dieses allerdings nur selten.

Zur Befestigung des Fußhebelwerks werden steife Fahrzeugstrukturen benötigt, welche unerwünschte Deformationen reduzieren und somit zu einem definierten Pedalgefühl führen. Die Befestigung wird in der Regel über die Verschraubung der Fahrzeugstirnwand mit dem Bremskraftverstärker sowie weiteren Abstützungen an einem Lenkungsträger, dem Fahrzeugquerträger oder dem Wasserkasten erreicht.

Da das Fußhebelwerk im Innenraum des Fahrzeugs befestigt ist, werden die technischen Auslegungen für die Einzelteile, sowie die notwendigen Prüfungen während der Entwicklung in einem Temperaturbereich von –40 bis +80 °C vorgesehen.

Kupplungspedalmodul

Das Kupplungspedalmodul dient zur Übertragung des Pedalwegs auf die Druckplatte und somit zum Öffnen und Schließen der Drehmomentübertragung (**Bild 3-49**). Das Kupplungspedal ist zumeist hängend angeordnet. Der Betätigungskomfort hängt von der Pedalcharakteristik, d.h. von der Pedalkraft als Funktion des Pedalwegs sowie der Fuß- und Unterschenkelstellung, ebenfalls als Funktion des Pedalwegs, ab. Der Fuß soll sich auf der Ferse abstützen können, und seine Schwenkbewegung darf nicht zu Verspannungen führen. Weiterhin soll sich die Kupplung in voll ausgekuppelter Position ermüdungsarm halten lassen.



Bild 3-49: Kupplungsbetätigungssystem

Eine komfortable Pedalcharakteristik ist mit 80 bis 90 N Pedalkraft und ca. 140 bis 160 mm Pedalweg erreicht.

Als Konstruktionswerkstoffe für das Kupplungspedalmodul werden auf Grund der relativ geringen Missbrauchskräfte von 1000 N Stahlblech, Aluminium oder aber vermehrt Kunststoffe eingesetzt.

Das Kupplungspedalmodul besteht im Wesentlichen aus folgenden Einzelkomponenten:

- Kupplungspedal mit Pedalkappe,
- Lagergehäuse mit Befestigungselementen,
- Rückstellfeder oder Übertotpunktfedersystem,
- Kupplungsgeberzylinder,
- Schalter.

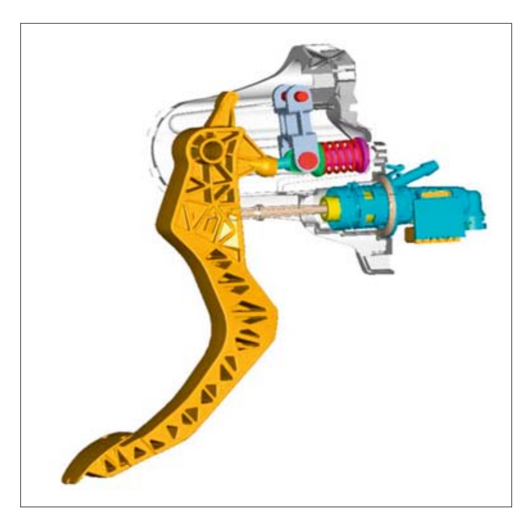


Bild 3-50: Kupplungspedalmodul

Bremspedalmodul

Mit Hilfe des Bremspedals wird über die Druckstange die Fahrerfußkraft auf das Bremsgerät übertragen.

Das Bremspedal ist zumeist hängend angeordnet. Über die Pedalcharakteristik (funktionaler Zusammenhang zwischen Pedalkraft, -weg und Verzögerung) erfolgt eine Rückmeldung über die Bremsung und den Zustand der Bremsanlage. Die Pedalcharakteristik ist stark abhängig von den Vorgaben des OEMs.

Grundsätzlich sind folgende Eckwerte anzustreben:

- maximaler Pedalweg: 150 mm,
- Pedalweg bis Vollbremsung: 80 bis 90 mm,
- Pedalkraft bis Vollbremsung: 200 bis 250 N.

Als Konstruktionswerkstoffe für das Bremspedal werden auf Grund der hohen Missbrauchskräfte von bis zu 3000 N Stahl oder Aluminium eingesetzt. Alternativ werden auch erste Bremspedale in „Hybridbauweise" (**Bild 3-51**) entwickelt. Diese sollen die Vorteile zweier Werkstoffgruppen (Stahl: hohe Festigkeit; Kunststoff: freiere Formgebung) vereinen.



Bild 3-51: Hybridbremspedal

Für das Lagergehäuse wird vermehrt auch auf den Werkstoff Kunststoff zurückgegriffen. Hier spielt der Wunsch nach Gewichtseinsparung sowie Kostenreduzierung eine wesentliche Rolle.

Das Bremspedalmodul besteht im Wesentlichen aus folgenden Einzelkomponenten:

- Bremspedal mit Pedalkappe,
- Lagergehäuse mit Befestigungselementen,
- Schalter.

Gaspedalmodul

Das elektronische Gaspedal hat sich heute zu fast 100 % im Markt durchgesetzt. Die wesentlichen Vorteile gegenüber den mechanischen Gaspedalen bestehen in dem Entfall des meist verwendeten Seilzugs. Der Seilzug ist in Bezug auf die Übertragung von Schall wie auch Vibrationen problematisch. Weiterhin ist auch die wünschenswerte freie Positionierung des Gaspedals durch den Verlauf des Seilzugs eingeschränkt.

Das Gaspedal ist hängend oder stehend angeordnet. Die Betätigungskräfte werden nach Antrittskraft (16 bis 19 N), Vollgaskraft (22 bis 27 N) sowie Kickdownkraft (bis 40 N) unterschieden. Die Ergonomie soll so gewählt werden, dass sich der Fahrerfuß über die Ferse abstützt und seine Schwenkbewegung nicht zu Verspannungen führt. Der max. Pedalweg ist ca. 50 mm.

Als Konstruktionswerkstoff für das elektronische Gaspedalmodul hat sich Kunststoff durchgesetzt, da die Missbrauchskräfte am Endanschlag bei max. 1000 N liegen.

Die Bauteile des Gaspedalmoduls sind:

- Pedalkörper,
- Lagergehäuse,
- Elektronikeinheit,
- Kickdown Schalter (optional).

Feststellbremse

Die Betätigung der Feststellbremse erfolgt heute noch weitgehend über mechanische Handhebel. Über diesen Hebel und unter dem Fahrzeugboden verlegte Bowdenzüge erfolgt die mechanische Betätigung der Hinterachsbremsen.

Im Hinblick auf die stetige Erhöhung der aktiven Sicherheit sowie die Verbesserung der Bediensicherheit und des Komforts wird die mechanische Handbremse zunehmend durch ein elektromechanisches System ersetzt. Die Grundfunktion der elektrischen Parkbremse EPB ist das Betätigen bzw. das Lösen der Parkbremse bei Stillstand des Fahrzeuges. Auf Tastendruck erfolgt ein zeitlich und bezüglich der Maximalkraft definiertes Zuspannen und Lösen der Feststellbremse. Der freiwerdende Einbauraum im Innenraum wird für anderweitige Funktionen nutzbar.

Bei der elektrischen Parkbremse wird der Handbremshebel der mechanischen Feststellbremse durch einen Schalter im Armaturenbereich ersetzt. Dieser steuert über ein elektronisches Steuergerät:

- elektromechanische Radbremsaktoren innerhalb der Radbremse,
- Zentralaktor der die Hinterradbremse (Duo-Servo- oder Kombisattel) über einen Bowdenzug betätigt.

Mechanische Selbsthemmung in den Aktoren sichert die Feststellbremsfunktion auch nach Ausschalten der Zündung. Über den elektronischen Regler werden folgende Funktionen ermöglicht (**Bild 3-52**):

- Steuerung der Zuspannkräfte,
- Belagverschleißerkennung,
- Alarmfunktion bei nicht betätigter Feststellbremse vor Verlassen des Fahrzeuges,
- Sicherheitslogik,
- Ansteuerung der Warn- und Kontroll-Leuchte im Armaturenbrett,
- Diagnose-Funktionen.

Neben der Zündschloss-Stellung erfasst der elektronische Regler über einen Wipptaster den Wunsch zum Parken sowie über eine Schnittstelle zum übergeordneten ABS/ESP-Regler den Fahrzustand. Das Einbringen einer Antiblockierfunktion bei einer Betätigung der EPB während der Fahrt bedeutet eine Integration einer Betriebsbremsfunktion in die Feststellbremsfunktion und geht damit in die Richtung der übergeordneten Funktionalitäten einer aktiven Parkbremse (APB). Das Funktionsspektrum reicht ausgehend von der einfachen Feststellung oder Wegrollsperre (Automatikgetriebe) über eine dosierte Anfahrhilfe am Berg (Hill-Holder-Funktion) bis zur Diebstahlssperre und zur Einparkunterstützung in Verbindung mit Abstandssensorik.

Bremspedalcharakteristik (Ergonomie)

Die Pedalcharakteristik ist definiert durch die Kombination von Radbremse und Betätigung (**Bild 3-53**). Fahrzeughersteller nutzen die Pedalcharakteristik (d.h. das Verhältnis von Pedalweg, -kraft und Fahrzeugverzögerung) zur marken- und modellspezifischen Ausprägung ihrer Fahrzeuge.

Die wesentlichen Parameter sind hierbei:

- Ansprech- und Löseverhalten
- Leerwege,
- Springer (Er bezeichnet den Beginn der Füllung der Bremsanlage durch den Bremskraftverstärker bereits bei Bremspedalbetätigung. Hierdurch wird die sonst zu einem so genannten „stumpfen Pedal“ führende Wirkung der Dichtungsreibung im Hauptzylinder und in den Radbremsen nicht spürbar. Eine Dosierung des Bremsdruckes erfolgt in diesem Bereich nahezu ausschließlich über den Pedalweg.),
- Verstärkung (Pedalkraftverzögerung),
- Hysterese,
- Pedalweg,
- Pedalweg und Pedalkraft im Aussteuerpunkt (das Erreichen der baugrößenabhängigen Begrenzung der Bremskraftunterstützung durch den Bremkraftverstärker (BKV),
- Pedalwegverlängerung und Pedalkrafterhöhung bei Fading.

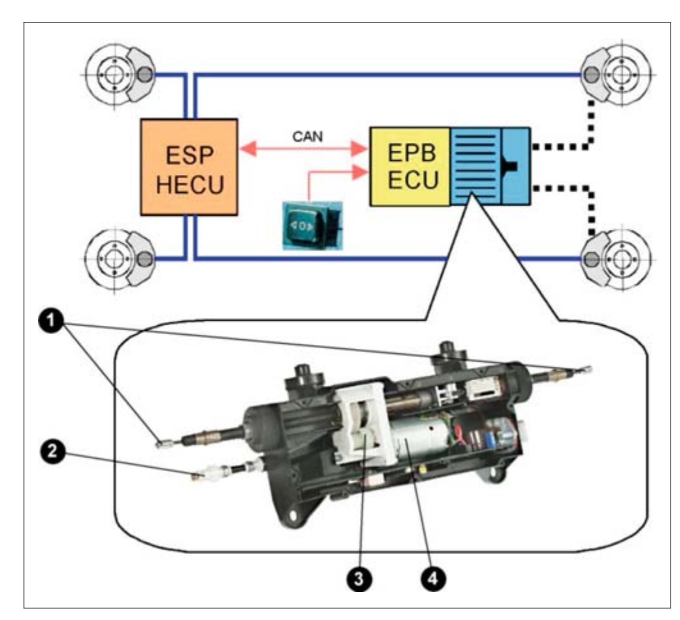


Bild 3-52:
Layout elektrischer Parkbremse;
1) Verbindung zu den Hinterachs-Radbremsen (Bowdenzüge),
2) Notentriegelung,
3) Getriebe,
4) Elektromotor

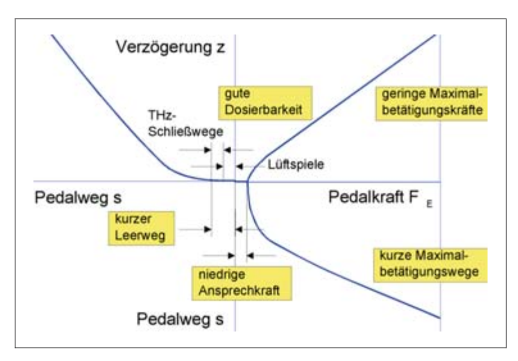


Bild 3-53: Anforderungen an die Pedalcharakteristik

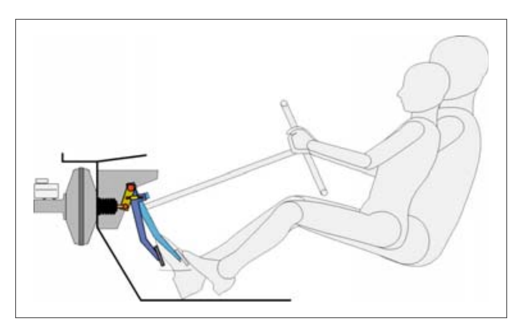


Bild 3-54: Verstellbares Pedalwerk, Prinzipbild

Die Weiterentwicklung von Bremsbetätigungen (Pedalwerk, Bremskraftverstärker und Hauptzylinder) geht zu kurzen Leerwegen, niedrigen Ansprechkräften und hohen Springern, um ein möglichst direktes Ansprechen der Bremsanlage zu erreichen. Über die Auswahl von Verstärkungsfaktor und Pedalweg kann der Betätigungskomfort den Anforderungen des Fahrzeugherstellers angepasst werden. Wesentliche Schnittstelle zwischen Mensch und Maschine (hier die Bremse) ist das Bremspedal. Die Pedalcharakteristik, das so genannte „Pedalgefühl", gibt eine Rückmeldung über die Bremsung und den Zustand der Bremsanlage.

Verstellbares Pedalwerk

Verstellbare Pedalwerke wurden Ende der neunziger Jahre im nordamerikanischen Markt eingeführt. Sie ermöglichen, im Wesentlichen in horizontaler Richtung, eine Justierung der Pedalausgangsposition. Neben einer Optimierung des Komforts durch verbesserte Ergonomie und Zugänglichkeit der Bedienelemente bieten sich auch Vorteile bei der Fahrzeugauslegung für verschiedene Fahrergrößen.
Ein wesentlicher Punkt ist der verbesserte Insassenschutz, da für kleine Personen ein Mindestabstand zum Airbag sichergestellt werden kann. Außerdem bieten sich Vorteile bei der Innenraumkonzeption durch den geringeren Sitzverstellweg (**Bild 3-54**). Der Einsatz verstellbarer Pedalwerke erfolgt z.Z. hauptsächlich bei SUVs, da hier die Vorteile für kleingewachsene Personen am deutlichsten zutage treten.

Crashkompatibilität

Der Pedalbock hat in seiner den Motorraum und den Fußraum verbindenden Funktion eine besonders hohe Bedeutung bei Crashsituationen. Um die starre Einheit zwischen den im Motorraum befindlichen Bremsenkomponenten und dem Pedal zu entkoppeln, wurde ein Pedalbock entwickelt, bei dessen Verformung eine Knickstütze die für diese Funktion speziell ausgelegte Verbindungsstange zwischen Pedal und Bremskraftverstärker zerstört. Durch diese Entkopplung wird das Eindringen des Pedals in den Fußraum vermieden. Bei anderen Systemen löst sich bei Verformung des Pedalbockes die Verbindung zum Bremspedal. Abhängig vom Crashtyp und der Fahrzeugumgebung wurden spezielle Lösungen entwickelt, die eine das Crashverhalten verbessernde Deformation bewirken sollen.
Dies geschieht durch seitliche Auslenkung des Tandem-Hauptzylinders durch eine angeformte Rampe oder eine Pendelstütze. Erleichtert wird das Ausknicken durch eine minimierte Wanddicke des Druckstangenkolbens (**Bild 3-55**).Die elektromechanische Bremse, die ohne Vakuum-Bremskraftverstärker und ohne starre Verbindung zwischen Bremspedal und Radbremsen operiert, wird den Insassenschutz durch verbesserte Crashkompatibilität weiter erhöhen.

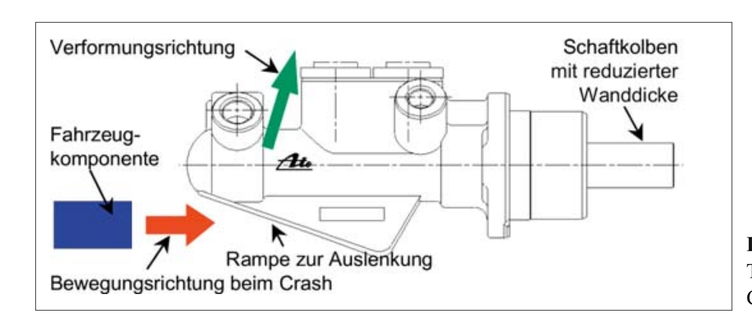


Bild 3-55: Tandem-Hauptzylinder mit Crashrampe

3.3.7 Elektronische Bremsregelsysteme

3.3.7.1 Bremsassistent (MBA, EBA, HBA)

Der Bremsassistent (BA) ist ein System zur Fahrerunterstützung bei Gefahr- und Notbremsungen [18]. Der Bremsassistent greift automatisch in den Bremsablauf ein, sobald er eine Notbremssituation erkennt, auf die der Fahrer nicht ausreichend reagiert. Diese Situation wird erkannt, indem die Betätigungscharakteristik des Bremspedals – bei elektronischen Systemen in Kombination mit der Fahrzeuggeschwindigkeit – bewertet wird. Der Einsatz des Bremsassistenz-Systems verkürzt in einem derartigen Fall den Bremsweg indem schnellstmöglich die volle Bremskraft aufgebaut wird (durchgezogene Verzögerungslinie in **Bild 3-25**).
Die Bremsassistenzfunktion wird derzeit durch die nachfolgend beschriebenen Systeme realisiert:

Mechanischer Bremsassistent
Für den mechanischen Bremsassistenten (MBA) findet als Vollbremshilfe in Notsituationen ein besonderer Bremskraftverstärker Verwendung. Bei diesem wird die Massenträgheit von Komponenten des Bremskraftverstärkers ausgenutzt, die bei schneller Betätigung dazu führt, dass das Tellerventil einen bestimmten Öffnungshub überschreitet. Mit Überschreiten dieses Öffnungshubs erfolgt eine Arretierung dieses Ventils. Im Unterschied zum elektrischen BA (**Bild 3-56**) kann der Bremsdruck auch während der BA-Funktion über die Pedalstellung moduliert werden. Der Mechanismus ist vollständig integriert, die Charakteristik des Unterdruck-Bremskraftverstärkers bleibt erhalten.

Elektronischer Bremsassistent
Beim elektronischen Bremsassistent (EBA) wird die Notsituation mit Hilfe eines Wegsensors über die Betätigungsgeschwindigkeit erkannt.
Die Verstärkung der Fahrerfußkraft wird über einen Magnetantrieb im Bremskraftverstärker ausgelöst. Für viele Funktionserweiterungen moderner Bremssysteme werden elektrisch ansteuerbare, so genannte „*aktive Booster*“ eingesetzt (**Bild 3-57**):

- in ESP Systemen (Abschnitt 3.3.7.4) als Vorladung der Pumpe zur Gewährleistung einer hohen Druckaufbaudynamik, insbesondere bei tiefen Temperaturen,
- als Vollbremshilfe in Notsituationen,
- beim *Adaptive Cruise Control* (ACC) zum Einregeln einer von einer Bremspedalbetätigung unabhängigen und komfortablen Teilbremsung.

Aktive Bremskraftverstärker weisen einen im Steuergehäuse integrierten Magnetantrieb auf. Mittels einer Schiebehülse ist es möglich, mit dem elektrisch betätigten Magnetantrieb das Tellerventil zu betätigen.
Dies geschieht so, dass zunächst die Verbindung zwischen Unterdruckkammer und Arbeitskammer geschlossen wird; mit einer weiteren Strombeaufschlagung wird die Verbindung der Arbeitskammer zur Außenluft geöffnet und der Bremskraftverstärker betätigt.

Hydraulischer Bremsassistent
Die Fähigkeit der ESP-Hydraulik, unabhängig von der Bremspedalbetätigung Druck in den Radbremsen aufzubauen, wird auch für den so genannten „*hydraulischen Bremsassistent*“ (HBA) verwendet, ebenso die vorhandene Sensorik. Drucksensorsignale dienen dem elektronischen Regler zur Erkennung einer Vollbremsung in Notsituationen. Wird ein eingestellter kritischer Druckgradient überschritten, schließt der elektronischer Regler die ASR-Trennventile (**Bild 3-69**), öffnet die elektrischen Ansaugventile und aktiviert die Pumpe. Sie steigert den über das Pedal eingebrachten Druck nun auf Rad-Blockierdruckniveau. Im Gegensatz zum mechanischen Bremsassistent wird der Radbremsdruck vom elektronischen Regler analog zum THz-Druck (Fahrerwunsch) moduliert. Beim Unterschreiten eines Mindestdrucks schaltet sich die HBA-Funktion wieder ab.

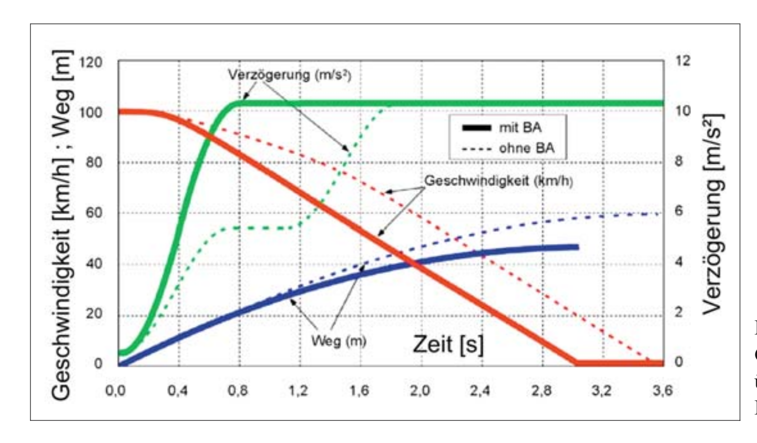


Bild 3-56:
Geschwindigkeit und Bremsweg über der Zeit mit und ohne Bremsassistent

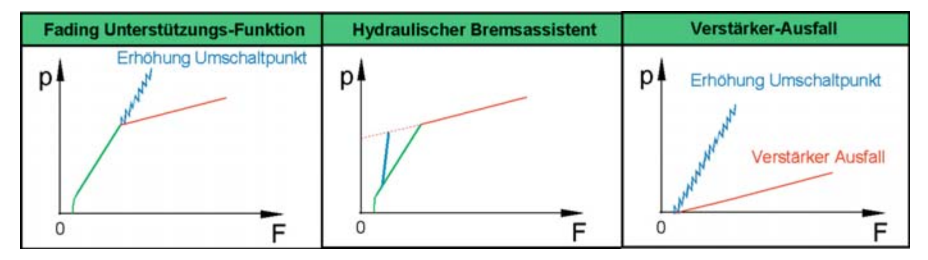


Bild 3-57: Funktionalitäten der Unterstützungsfunktionen für den Bremskraftverstärker

Bremskraftverstärkerunterstützung
Bremskraftverstärker können mit zusätzlicher Sensorik ausgerüstet werden, die den Aussteuerpunkt erkennt. Der Druck in beiden oder einer (Unterdruck-) Kammer wird über einem Sensor im Vergleich zum Atmosphärendruck gemessen.
Mit einer Unterstützungsfunktion für den Bremskraftverstärker lässt sich der hydraulische Druck in den Radbremsen über den Druck im THz hinaus erhöhen. Hierzu wird die Verbindung zwischen THz und Hydraulikeinheit über Magnetventile getrennt, die Pumpe angesteuert und der Druck in den Radbremskreisen moduliert. Hiermit können Unterstützungsfunktionen für folgende Betriebszustände dargestellt werden (**Bild 3-57**):

- **Bremsenfading**: Durch die hydraulische Unterstützung wird die Verstärkung über den Aussteuerpunkt des Vakuum-Bremskraftverstärkers hinaus aufrechterhalten,
- **hydraulischer Bremsassistent**,
- **reduzierter Unterdruck** in der Kaltstartphase des Verbrennungsmotors,
- **Verstärkerausfall**: Durch Druckaufbau mit Hilfe der ABS/ESP-Einheit wird der Ausfall des Bremskraftverstärkers kompensiert.

Hydraulisch/Elektronische Regeleinheit (HECU)
Die hydraulisch/elektronische Regeleinheit heutiger ABS/ASR/ESP-Anlagen (z.B. ContiTeves MK 60, **Bild 3-58**) besteht aus einem zentralen Hydraulikblock mit Magnetventilen, einer integrierten Pumpe mit einem angeflanschten Elektromotor (HCU, *hydraulic control unit*) und einem Spulenträger einschließlich der darin enthaltenen Elektronik (ECU, *electronic control unit*). Der Spulenträger wird mittels eines so genannten „magnetischen Steckers“ (s.u.) aufgesetzt. Die hydraulisch/elektronische Regeleinheit ist durch zwei Hydraulikleitungen mit den Bremskreisen des THz verbunden, von der HCU führen Bremsleitungen zu Radbremsen (**Bild 3-59**).

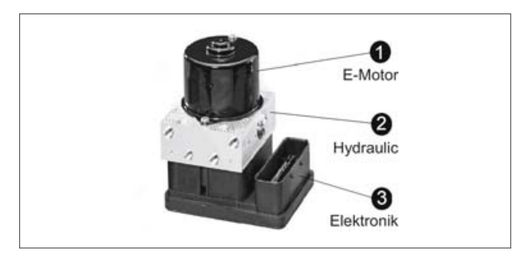


Bild 3-58: ABS-Anlage mit angeflanschtem E-Motor (1), Hydraulikblock (2) und Spulenträger mit Elektronik (3)

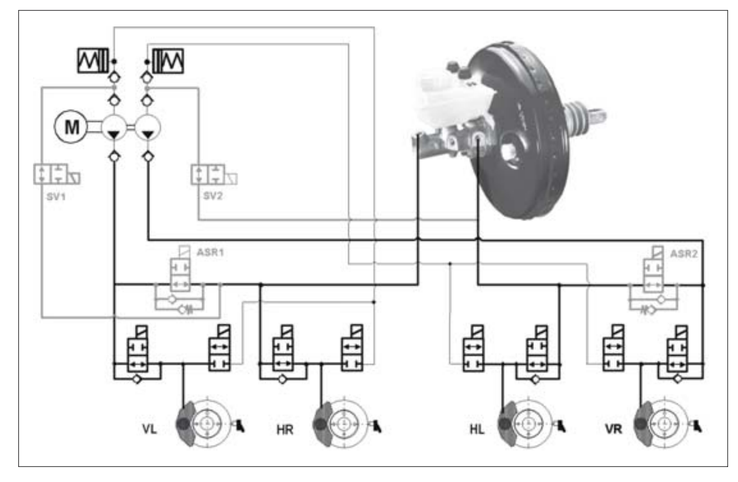


Bild 3-59: ABS-Hydraulikschaltbild (schwarz) mit Zusatzkomponenten für ASR (grau); Pkw mit Frontantrieb, diagonaler Bremskreisaufteilung

Ventile
Die elektromagnetischen Ein- und Auslassventile sind im Hydraulikblock zusammengefasst. Diese ermöglichen die Modulation der Radbremsdrücke. Jedem geregelten Bremskreis sind ein Einlassventil mit parallel geschaltetem Rückschlagventil sowie ein Auslassventil zugeordnet. Wie in **Bild 3-60** gezeigt, ist das Einlassventil im ungeschalteten Zustand offen (stromlos offen, SO), das Auslassventil geschlossen (stromlos geschlossen, SG).

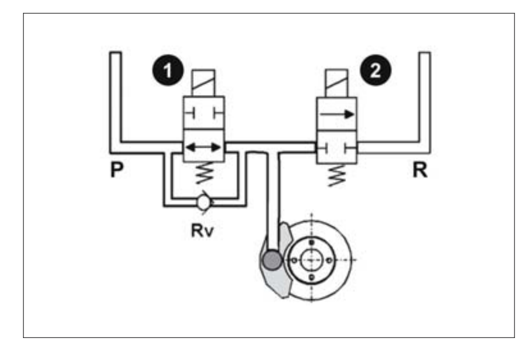


Bild 3-60: ABS-Ventilkonfiguration: 1) Einlassventil (SO), 2) Auslassventil (SG), P Anschluss zur Betätigung, R Rücklauf, Rv Rückschlagventil

Pumpe
Während der ABS-Regelung wird das aus den Radbremsen entnommene Volumen in die Niederdruckspeicher zwischengespeichert. Die in die HCU integrierte Zweikreis-Kolbenpumpe fördert dieses Bremsflüssigkeitsvolumen aus dem Niederdruckspeicher zurück in die jeweiligen Bremskreise des THz. Während aktiver Regelvorgänge der ASR oder des ESP, die ohne Pedalbetätigung ablaufen, stellt die Pumpeneinheit das in der Druckaufbauphase benötigte Flüssigkeitsvolumen zur Verfügung.

Elektronische Regeleinheit für Bremsregelsysteme
Auf Basis von Sensorinformationen (Raddrehzahlen, Gierrate, Lenkradwinkel, etc.) berechnet der elektronische Regler (ECU) in einer komplexen Regellogik die Steuerung der Stellglieder für den Bremsen- und Motoreingriff. Ziel dieser Eingriffe ist, dass sich die Räder mit dem für den jeweiligen Fahrzustand optimalen Schlupf drehen. Weitere wichtige Aufgaben des elektronischen Reglers sind die Pegelanpassung und Wandlung der Ein- und Ausgangssignale, die Sicherheitsüberwachung des elektronischen Regelsystems und die Fehlerdiagnose. Der Regler ist als Mikroprozessorsystem ausgeführt.
Eingangsgrößen sind zum Beispiel:

- Sensorsignale (Raddrehzahl, ABS-Pumpenmotordrehzahl, Lenkradwinkel, Gierrate, etc.),
- Schaltsignale (zum Beispiel Bremslichtschalter),
- Informationen vom Motor für die in das Motormanagement eingreifenden Regelsysteme,
- Betriebsspannung.

Ausgangsgrößen sind zum Beispiel:

- Schaltsignale (Magnetventile, ABS-Pumpenmotor der HCU, Warn- und Funktionsleuchten),
- Signale zur Anpassung des Schlepp- oder des Antriebsmoments des Verbrennungsmotors,
- Signale zur Überwachung sicherheitsrelevanter Baugruppen,
- Informationen über Fehlerzustände.

Die in der Regellogik realisierte Struktur hat ein adaptives Verhalten. D.h., der Arbeitspunkt wird durch Suchverfahren kontinuierlich an das jeweilige Optimum der Regelstrecke angepasst. Die Regellogik beinhaltet:

- vom jeweiligen Fahrzeug unabhängige grundlegende Algorithmen,
- durch Parametereinstellung auf verschiedene Fahrzeugmodelle applizierbare Algorithmen,
- Maßnahmen, die speziell für einen Fahrzeughersteller oder ein Modell entwickelt wurden.

Die Algorithmen werden in der Programmierhochsprache „C“ erstellt und sind in zahlreiche Module aufgeteilt. Das erlaubt eine schnelle Anpassung der Software, die Wartbarkeit der Software bei vertretbarer Komplexität und die Kombinierbarkeit verschiedener Module wie z.B. ABS, ASR und Giermomentenregelung (GMR).

3.3.7.2 Raddrehzahlsensor

Der Raddrehzahlsensor erfasst die aktuelle Drehzahl eines Rades. Ein am Achsschenkel befestigter Sensor und das sich mit dem Rad drehende Impulsrad (Zahnrad, Encoderrad) bilden eine Sensoreinheit (**Bild 3-61**; s. hierzu auch Abschnitt 3.8.3.3).

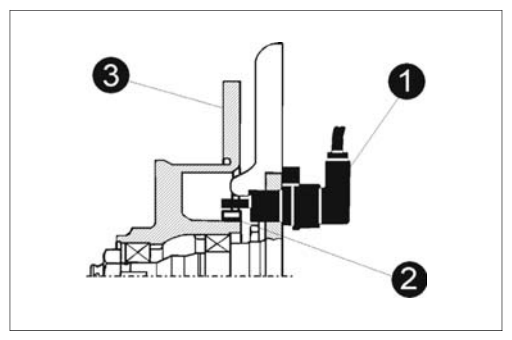


Bild 3-61: Radial angeordneter Raddrehzahlsensor: 1) Sensor, 2) Impulsrad, 3) Bremsscheibe

Die kleinste mögliche Bauform der Sensoreinheit erhält man durch Integration des Impulsrades im Radlager (magnetischer Encoder) in Verbindung mit einem aktiven Sensorelement.
Bei Fahrzeugen mit Hinterachsantrieb und ausschließlicher ABS-Funktion lassen sich die Raddrehzahlen der Hinterachse auch mit nur einem Sensor erfassen. Er befindet sich antriebsseitig im Differenzial. Das Sensorsignal entspricht in diesem Fall dem arithmetischen Mittel beider Hinterraddrehzahlen.
Je nach Einbau und Ausführung des Impulsrades wird der Sensor axial oder radial angeordnet. Es gibt zwei Sensor-Bauarten (passiv oder aktiv):

Induktive (passive) Raddrehzahlsensoren
Durch die vorbeilaufenden Zähne des Impulsrades aus ferromagnetischem Material verändert sich der magnetische Fluss. Durch die magnetische Induktion entsteht eine Wechselspannung (**Bild 3-62**), deren Frequenz proportional der Drehzahl des Rades ist. Sie kann vom elektronischen Regler nur ausgewertet werden, wenn die Amplitude innerhalb eines vorgegebenen Spannungsbereichs liegt. Um diesen Spannungsbereich sicherzustellen, ist ein festgelegter Abstand (Luftspalt) zwischen Sensor und Impulsrad einzuhalten.

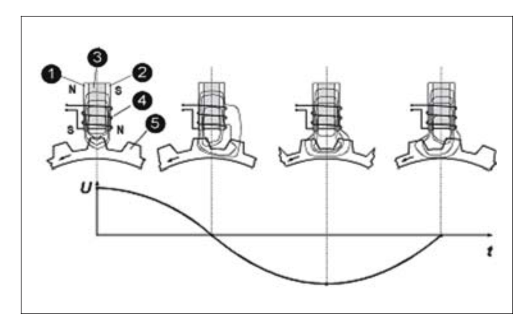


Bild 3-62: Funktionsweise des induktiven Raddrehzahlsensors: *t* Zeit, *U* Spannung, N Nordpol, S Südpol, 1) und 2) Permanentmagnete, 3) Weicheisenkern, 4) Spule, 5) Impulsrad

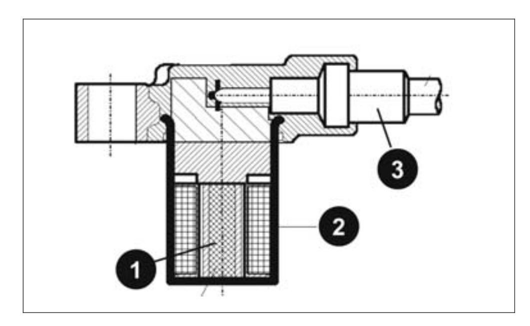


Bild 3-63: Induktiver Raddrehzahlsensor: 1) Permanentmagnet, 2) Spule, 3) Kabelverbindung

Passive Raddrehzahlsensoren arbeiten nach dem Induktionsprinzip. Im Sensorkopf befinden sich ein wasserdicht mit Kunststoff umspritzter Dauermagnet, eine Spule und eine Kabelverbindung (**Bild 3-63**).

Magnetoresistive (aktive) Raddrehzahlsensoren
Die Sensorbaugruppe (**Bild 3-64**) besteht aus der Kombination einer Brückenanordnung dünner magnetoresistiver Metallschichten (Elementarsensoren) mit einer elektronischen Folgeschaltung zur Signalaufbereitung. Das Wirkprinzip des Elementarsensors beruht darauf, dass sich der elektrische Widerstand der magnetoresistiven Schichten ändert, sobald sich ein parallel durch diese Schichten verlaufendes Magnetfeld ändert.

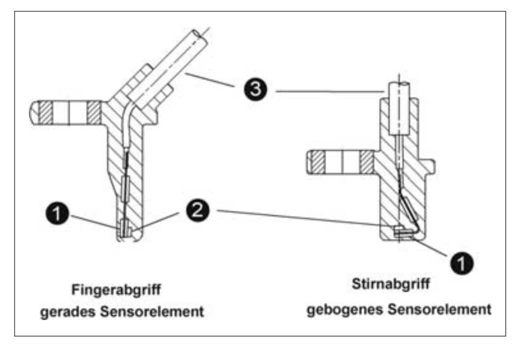


Bild 3.-64: Magnetoresistiver Raddrehzahlsensor:
1) Sensorelement, 2) Stützmagnet, 3) Kabelverbindung

Es gibt zwei Varianten aktiver Raddrehzahlsensoren. Bei der ersten wird dem Elementarsensor zur Erzeugung des Magnetfeldes ein Permanentmagnet hinterlegt. Die Änderung der Feldstärke im Substrat ergibt sich durch ein ferromagnetisches Impulsrad, das zum Beispiel als Zahnrad ausgeführt sein kann. Bei der zweiten Variante rotiert ein magnetischer Encoder vor dem Sensor, der das Sensorelement und einen kleinen Stützmagneten enthält. Das erzeugte Stützfeld verhindert einen Frequenzverdoppelungseffekt im Sensorelement bei kleinen Luftspalten.
Eine Folge gleichartiger, einander abwechselnder Nord- und Südpol-Areale bildet die Encoderspur des magnetischen Encoders. Zwei aufeinander folgende Nord-/Südpole bilden ein Inkrement und entsprechen einem Zahn bei einem ferromagnetischen Impulsrad.
Der elektronische Regler versorgt die Sensoren im Betrieb mit elektrischer Energie. Die Sensoren erzeugen einen rechteckförmigen Signalstrom, dessen Frequenz proportional der Raddrehgeschwindigkeit ist. Die Vorteile von magnetoresisitiven Raddrehzahlsensoren gegenüber induktiven sind unter anderem:

- Sensierung bis zum Stillstand ($v = 0$ km/h),
- Verbesserung der Signalqualität (digitales Signal mit hoher Auflösung → großer Luftspalt),

- weitgehende Unempfindlichkeit des Signals gegenüber Temperatur und Vibrationen,
- Reduzierung von Gewicht und Bauraum.

3.3.7.3 Funktionen des elektronischen Bremssystems

Anti-Blockier-System ABS

Zu starkes Bremsen ohne ABS verursacht je nach Fahrbahnzustand oder Fahrsituation ungünstig große Radschlupfwerte oder gar Blockieren der Räder. Ausbrechen des Fahrzeugs aus der Spur und eine Beeinträchtigung der Lenkbarkeit sind mögliche Folgen [19]. Abgesehen von wenigen Ausnahmefällen verlängert sich auch der Bremsweg. ABS erlaubt Vollbremsungen ohne blockierende Räder und ohne die daraus resultierenden Gefahren. Selbst überdurchschnittlich geübten Autofahrern gelingt es vor allem bei schwierigen Fahrbahnverhältnissen oder in gefährlichen Situationen nicht, das Blockieren der Räder zu verhindern. Mit Hilfe des Bremspedals ist die erforderliche individuelle Dosierung der optimalen Bremskraft an jedem Rad nicht möglich. Besonders deutlich wird dies auf unterschiedlich griffigem Untergrund, weil der optimale Bremsdruck an den einzelnen Rädern dann unterschiedlich groß ist. ABS verbessert:

- die **Fahrstabilität**, indem es das Blockieren der Räder verhindert, wenn bei einer Vollbremsung der Bremsdruck bis zur Blockiergrenze und darüber hinaus steigt. Eine Drehung des Fahrzeugs um die Fahrzeughochachse (Schleudern) bei Verlust der Seitenführungskräfte an der Hinterachse wird zum Beispiel verhindert.
- die **Lenkbarkeit** bei Vollbremsungen auch bei den unterschiedlichsten Fahrbahnzuständen. Trotz voll betätigter Bremse kann das Fahrzeug durch eine Kurve gelenkt werden oder einem Hindernis ausweichen.
- den **Bremsweg**, da es den jeweils verfügbaren Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn bestmöglich ausnutzt. Insbesondere reagiert es adaptiv auf Veränderungen der Fahrbahngriffigkeit, etwa von trockenem auf nassen Asphalt. Der Bremsweg mit ABS ist kürzer als bei einer Bremsung ohne ABS.

Außerdem verhindert ABS das Entstehen von Flachstellen auf der Lauffläche der Reifen (Bremsplatten) und entlastet die Fahrerin/den Fahrer bei ganz extremen Bremsvorgängen: So kann die ganze Konzentration auf die Bewältigung des Verkehrsgeschehens gelenkt werden, da die optimale Dosierung der Bremsleistung vom ABS-System geregelt wird.

Grenzen des ABS

Sonderfälle wie Neuschnee oder Kies, der bei blockierenden Rädern einen bremsenden Keil vor den Rädern bildet, sind im Alltag kaum relevante Ausnahmen. Hier ist die Verbesserung von Lenkbarkeit und Fahrstabilität durch ABS wichtiger als der kürzest mögliche Bremsweg bei blockierten Rädern. ABS kann die physikalischen Gesetzmäßigkeiten nicht außer Kraft setzen. Auf glatter Fahrbahn ist der Bremsweg auch mit ABS-Regelung länger als auf trockener, griffiger Straße, denn die höchstmögliche Bremskraft bestimmt stets der Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn. ABS kann bei zu hohen Kurvengeschwindigkeiten die Seitenführungskraft nicht vergrößern. Das Fahrzeug kann daher trotz ABS aus der Kurve getragen werden.

Regelbereich des ABS

Der optimale Schlupf und damit die beste Bremswirkung wird nicht durch maximalen, sondern durch genau dosierten Bremsdruck erreicht (**Bild 3-65**). Das heißt: Der kritische Schlupf darf nicht überschritten werden. Der optimale Schlupfwert wird dabei von den jeweiligen Bedingungen zwischen Reifen und Fahrbahn bestimmt. Der Arbeitsbereich der ABS-Regelung wird stets so gewählt, dass bestmögliche Fahrstabilität und gleichzeitige Lenkbarkeit gegeben sind. Wird ein Rad so abgebremst, dass es den Bereich optimalen Schlupfes überschreitet, beginnt die ABS-Regelung.

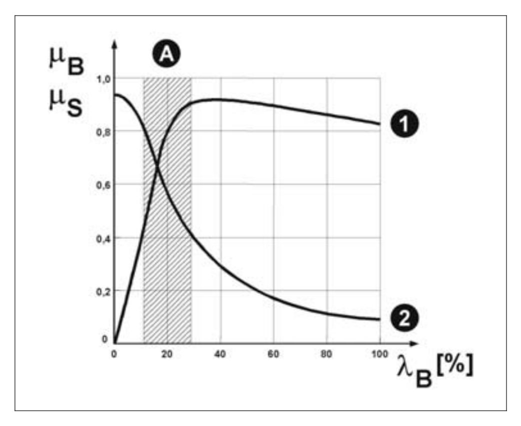


Bild 3-65: Regelbereich des ABS mit λ_B Bremsschlupf, μ_B Bremskraftbeiwert (Verlauf 1), μ_S Seitenkraftbeiwert (Verlauf 2), A: ABS-Regelbereich

Bild 3-66 zeigt einen Bremsvorgang ohne ABS-Regelung. Bereich I entspricht der ungebremsten Fahrt. Die Radumfangsgeschwindigkeit gleicht der (konstanten) Fahrzeuggeschwindigkeit, es liegt kein Schlupf vor. Im Bereich II ist die Bremse leicht betätigt, es liegt ein geringer Bremsdruck an. Daher ist die Radumfangsgeschwindigkeit um einen bestimmten Anteil geringer als die Fahrzeuggeschwindigkeit, die stetig abnimmt. Der Schlupf liegt im stabilen

Bereich. Bereich III entspricht einer Vollbremsung, bei der der Radbremsdruck über die Blockiergrenze steigt. Die Radumfangsgeschwindigkeit verringert sich zunehmend bis zum Radstillstand. Die Fahrzeuggeschwindigkeit wird ebenfalls geringer, wobei der Blockierreibwert die Verzögerung bestimmt.

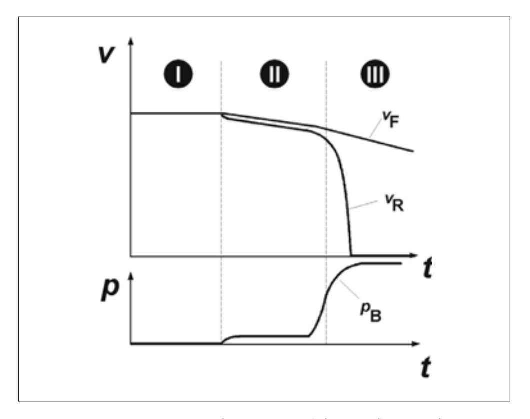


Bild 3-66: Bremsung ohne ABS (ein Rad): t Zeit, v Geschwindigkeit, p Druck, I: ungebremste Fahrt, II: Teilbremsung, III: Vollbremsung ohne ABS, v_F Fahrzeuggeschwindigkeit, v_R Radumfangsgeschwindigkeit, p_B Betätigungsdruck

Die sehr rasche Drehzahlverringerung eines Rades ist charakteristisch für eine Blockierneigung, da die Radverzögerung größer ist als die maximale mögliche Fahrzeugverzögerung. Erkennt der elektronische Regler diesen rapiden Abfall der Raddrehzahl, gibt er entsprechende Befehle zur Bremsdruckmodulation an die Magnetventile. Mit Hilfe von jeweils zwei Ventilen pro Regelkreis – das eine in stromlosem Zustand offene Einlassventil und das zweite stromlos geschlossene Auslassventil (**Bild 3-60**) – wird diese Modulation durchgeführt.

ABS-Regelungsphasen

Der ABS-Regelungszyklus läuft prinzipiell in drei Phasen ab (**Bild 3-67**).

Druck halten (Phase 1): Bei Pedalbetätigung steigt der Radbremsdruck an und die Radumfangsgeschwindigkeit verringert sich progressiv. Zeigt die Radumfangsgeschwindigkeit eine Blockierneigung, wird das Einlassventil geschlossen. Selbst bei Erhöhung des Betätigungsdrucks kann der Radbremsdruck nicht weiter ansteigen.

Druckabbau (Phase 2): Nimmt die Radumfangsgeschwindigkeit trotz konstanten Bremsdrucks weiter ab, sodass der Radschlupf zunimmt, reduziert der Regler den Bremsdruck an diesem Rad. Das Einlassventil bleibt geschlossen und öffnet für kurze Zeit das Auslassventil zur Absenkung des Bremsdruckes.

Daraus folgt ein vermindertes Bremsmoment an der Radbremse. Mit Hilfe der beim Schlupfeinlauf erkannten Radverzögerung lässt sich abschätzen, wie lang dieser Druckabbaupuls sein muss, damit das Rad in einer angemessenen Zeit wieder beschleunigt (so genannte „prädiktive Regelung“). Verhält sich das Rad nach Ablauf dieser Zeit nicht wie erwartet, kann der Regler einen weiteren Bremsdruckabbau einsteuern. In extremen Fällen wie etwa einem Reibwertsprung von Asphalt auf Eis dauert dieser Abbau so lange, bis das Rad wieder mit dem gewünschten Niveau beschleunigt wird.

Druckaufbau (Phase 3): Erhöht sich die Radumfangsgeschwindigkeit so weit, dass sie den Bereich des optimalen Schlupfes unterschreitet, baut der Regler wieder stufenweise Bremsdruck auf. Hierzu bleibt das Auslassventil geschlossen, während das Einlassventil mehrfach kurz geöffnet wird.

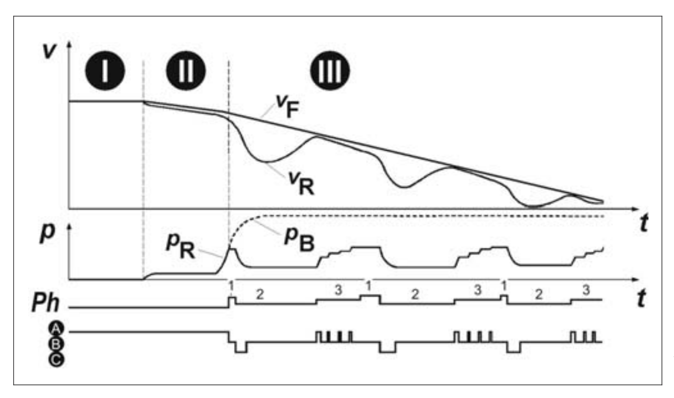


Bild 3-67:
Ablauf einer ABS-Regelung (ein Rad): t Zeit, p Druck, v Geschwindigkeit, Ph Phase, I: ungebremste Fahrt, II: Teilbremsung, III: ABS-Bremsung, v_F Fahrzeuggeschwindigkeit, p_B Betätigungsdruck, v_R Radumfangsgeschwindigkeit, p_R Radbremsdruck, A: Druckaufbau, B: Druckhalten, C: Druckabbau

Besondere Bedingungen bei ABS

Durch die permanente Auswertung der Radsensorsignale kann der elektronische Regler stets mit einer der Situation angemessenen Regelstrategie reagieren. Normalerweise werden bei Pkw die Vorderräder individuell geregelt. An den Hinterrädern kommt das „Select-low“-Prinzip zum Einsatz, das heißt: Das Hinterrad mit der stärkeren Blockiertendenz bestimmt das Druckniveau für beide Hinterräder. So wird die Bremskraftausnutzung an der Hinterachse etwas vermindert, was zu höherer Seitenkraft und damit zu erhöhter Fahrstabilität führt. Besonderen Fahrbahn- und Fahrzustandsbedingungen wird der ABS-Regler durch speziell hierfür entwickelte Algorithmen gerecht. Zu nennen sind hier etwa Eis-Fahrbahnen, seitenweise unterschiedlich griffige Fahrbahnen (so genanntes „*μ-Split*“), Kurvenfahrt, Schleudervorgänge, Einsatz von Noträdern und vieles mehr.

Elektronische Bremskraftverteilung (EBV)

Die elektronische Bremskraftverteilung ersetzt den hydraulischen Bremskraftverteiler durch einen zusätzlichen Softwarealgorithmus in der ABS-Software. Dieser Algorithmus ermöglicht im Teilbremsbereich eine optimierte Bremskraftverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse. Damit wird die Kraftschlussausnutzung an der Hinterachse optimiert bei gleichzeitigem Erhalt der Fahrstabilität.

Hierzu nutzt der EBV-Algorithmus die jeweilige Fahrzeugverzögerung und die Querbeschleunigung. Beide Größen werden aus den vier gemessenen Radgeschwindigkeiten errechnet. Erkennt der elektronische Regler eine Überbremsung der Hinterachse, schließt er das entsprechende Hinterrad-Einlassventil und verhindert so einen weiteren Druckaufbau. Bei weiterer Überbremsung kann durch Öffnen des Hinterrad-Auslassventils Druck abgebaut werden. Zur bestmöglichen Ausschöpfung des Kraftschlusspotenzials führt EBV den Druck der hinteren Radbremsen bei Unterbremsung wieder pulsweise an das Druckniveau im Hauptzylinder heran. Die EBV-Funktion benötigt keine zusätzlichen Bauteile, sie nutzt die beim ABS vorhandenen Komponenten. Die Integration in das ABS-Sicherheitskonzept sorgt im Gegensatz zum hydraulischen Regler für die Überwachung der Wirksamkeit der Bremskraftverteilung.

Erweitertes Stabilitäts-Bremssystem (ABSplus)

ABSplus sorgt durch gezielt unterschiedliches Einstellen von Bremskräften an beiden Fahrzeugseiten für ein korrigierendes Giermoment, so dass das Fahrzeug stabilisiert und die Lenkbarkeit verbessert wird [20]. Diese Erweiterung des ABS-Regelalgorithmus ist als ABSplus oder CBC (*Cornering Brake Control*) bekannt. Allein aus den Verläufen der Raddrehzahlen erkennt dieses System die Fahrsituation ohne Gierraten- oder Querbeschleunigungssensor. ABSplus optimiert den (Brems-)Schlupf und damit die Bremskraftverteilung, zugleich bewirkt es eine Gierratenkompensation. Besonders wirkungsvoll ist ABSplus bei dynamischen Fahrmanövern wie Kurvenfahrten im Grenzbereich und Spurwechseln. Dies gilt bei Vollbremsungen (aktive ABS-Regelung) und insbesondere bei Teilbremsungen.

Antriebsschlupfregelung (ASR)

ASR verhindert unnötiges Durchdrehen der Antriebsräder durch einen gezielten Bremseneingriff (BASR) und/oder durch einen Eingriff in das Motormanagement (MASR). Die Antriebsschlupfregelung basiert sowohl hardwareseitig (Hydraulik, Sensorik) als auch softwareseitig auf ABS [21]. Zum aktiven Druckaufbau ist eine Erweiterung der HCU um so genannte Trenn- und Saugventile erforderlich (**Bild 3-69**).

Die Antriebsschlupfregelung (**Bild 3-68**):

- sichert Fahrstabilität heckgetriebener, Lenkbarkeit frontgetriebener Fahrzeuge,
- wirkt als Sperrdifferenzial,
- passt Antriebskraft den Fahrbahnbedingungen an,
- verringert Reifenverschleiß,
- warnt z.B. durch eine LED vor Erreichen der physikalischen Stabilitätsgrenze (etwa bei Glätte).

Bremsenregelung der ASR (BASR)

Auf unterschiedlich griffiger Fahrbahn (*μ-Split*) kann die auf der griffigen Fahrbahnseite mögliche Vortriebskraft nicht ausgenutzt werden. Die Ursache hierfür liegt im Differenzialgetriebe zwischen den Rädern der angetriebenen Achse, bei dem die Seite mit dem geringeren Kraftschlusspotenzial das Moment auf der gegenüber liegenden Seite begrenzt. Mit Hilfe der Raddrehzahlsensoren erkennt BASR das Überschreiten der Kraftschlussgrenze an einem Rad und verringert das Durchdrehen mittels eines entsprechenden, aktiven Bremseneingriffs.

Das dadurch aufgebrachte Bremsmoment wirkt als zusätzliche Abstützung auf das Differenzial und steht somit am gegenüber liegenden Rad als Antriebsmoment zur Verfügung. Bremsen-ASR regelt im Wesentlichen den Anfahrbereich. Um eine thermische Überlastung der Bremse zu vermeiden, wird durch den elektronischen Regler über ein Temperaturmodell die Bremseneingriffsdauer begrenzt.

Motorregelung der ASR (MASR)

Zur Entlastung der Bremsen reduziert ASR bei niedrigen Geschwindigkeiten zusätzlich zur Bremsenregelung das Motordrehmoment so weit, dass auch ohne beidseitigen Bremseneingriff an den Antriebsrädern die bestmögliche Haftwertausnutzung für den Vortrieb erreicht wird. Ab etwa 40 km/h, kommt es kaum noch zu Bremseneingriffen, da die Motorregelung frühzeitig das Antriebsmoment reduziert, um die Fahrstabilität zu erhöhen.

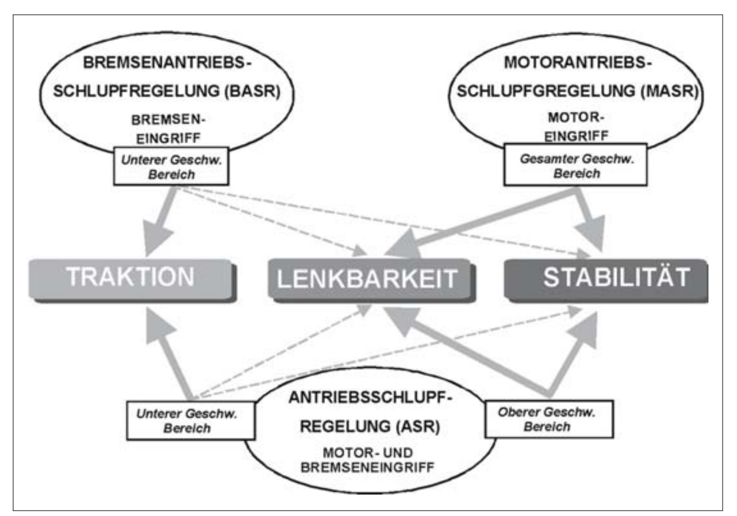


Bild 3-68: Konzepte der Antriebsschlupfregelung

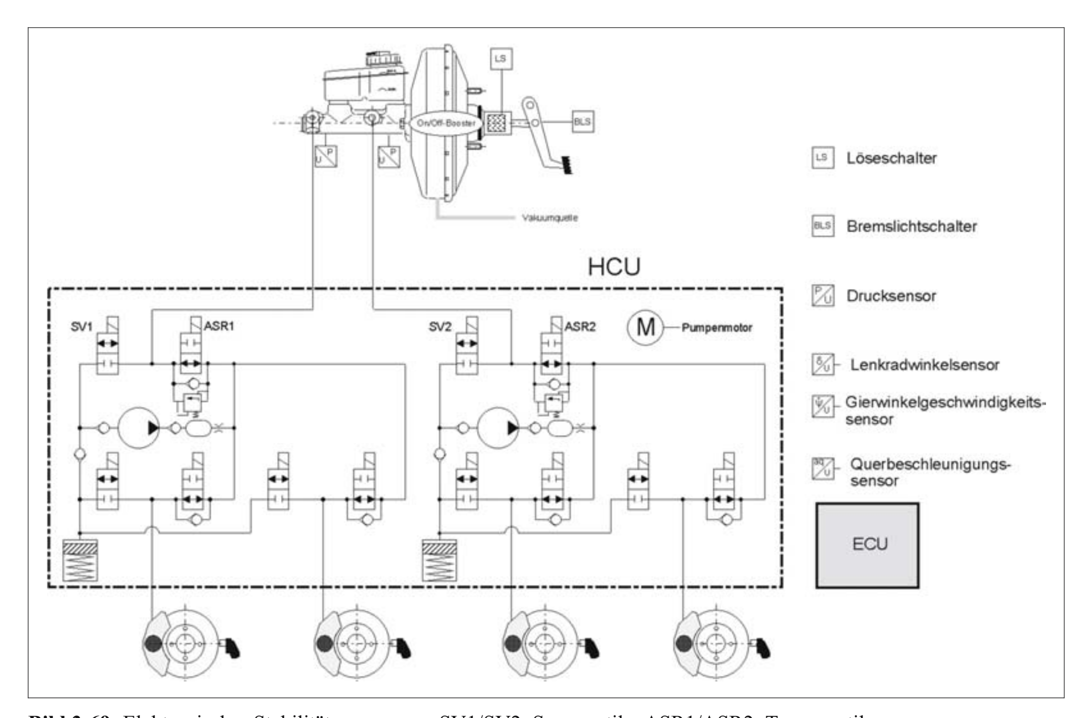


Bild 3-69: Elektronisches Stabilitätsprogramm; SV1/SV2: Saugventile, ASR1/ASR2: Trennventile

Motor-Schleppmomentenregelung (MSR)

Hohes Motorschleppmoment, zum Beispiel bei Gaswegnahme oder Herunterschalten, erzeugt Bremsmomente an den angetriebenen Rädern, ohne dass die Bremse betätigt wird. Insbesondere bei niedrigen Reibwerten wird dadurch deutlicher Schlupf an den Antriebsrädern hervorgerufen.

Vor allem bei heckangetriebenen Fahrzeugen kann es dadurch zu instabilem Fahrverhalten kommen. Die MSR reduziert durch dosiertes, aktives „Gasgeben“ den durch das Motorschleppmoment generierten Schlupf. Der Eingriff ins Motormanagement erfolgt in aller Regel über CAN-Bus.

Elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP/DSC)
Das elektronische Stabilitätsprogramm kombiniert die Funktionen der Radschlupfregelungen (ABS, EBV, ASR) mit der Giermomentenregelung (GMR) [19, 22]. Die Giermomentenregelung ist eine elektronische Regelung zur Verbesserung des querdynamischen Fahrverhaltens. Unabhängig von einer Pedalbetätigung sorgt sie für die Quer- und Längsstabilität des Fahrzeugs durch Bremsen- und Motoreingriff.
Mit Hilfe von Echtzeitsimulationsmodellen errechnet das elektronische Stabilitätsprogramm aus Raddrehzahlen, Lenkradwinkel und Hauptzylinderdruck das gewünschte Fahrverhalten. Das tatsächliche Fahrverhalten erfasst das elektronische Stabilitätsprogramm mit Hilfe der Gierrate und der Querbeschleunigung.
Vor allem bei sehr schnellen Lenkbewegungen kann ein Fahrzeug den Lenkradeinschlag nicht mehr in die erwartete Richtungsänderung umsetzen. Es kommt entweder zum Untersteuern oder zum Übersteuern, im Extremfall bis zum „Schleudern". Die Abweichung zwischen Fahrer-Wunsch (Richtung, Geschwindigkeit) und Fahrzeug-Verhalten (Gierrate, Querbeschleunigung) wird ermittelt und durch die Giermomentenregelung mittels Bremseneingriff (an bis zu drei Rädern gleichzeitig) ausgeregelt.
Untersteuern korrigiert GMR primär durch Einbremsen des kurveninneren Hinterrades, Übersteuern durch Einbremsen des kurvenäußeren Vorderrades. Dieses selektive, aktive Bremsen baut einseitig wirkende Längskräfte und dadurch das gewünschte Giermoment auf. Eine unterstützende Wirkung entsteht durch die gezielte Reduzierung von Seitenführungskräften infolge der über Bremsmomente aufgebauten Längskräfte. Zu hohes Antriebsmoment reduziert das elektronisches Stabilitätsprogramm – wenn erforderlich – durch Eingriff ins Motormanagement.
Die erweiterte ABS/ASR-Hydraulik mit dem integrierten elektronischen Regler ist Kernstück des elektronischen Stabilitätsprogramms. Diese Hydraulik ermöglicht den radindividuellen, aktiven Aufbau von Bremsdruck unabhängig von einer Betätigung des Bremspedals.
Bei extremer Kälte ist wegen veränderter Bremsflüssigkeitsviskosität das Ansaugverhalten der ABS-Pumpe allein nicht ausreichend. Über verschiedene Vorladeeinrichtungen kann in solchen Situationen die notwendige Fördermenge der Pumpe erreicht werden. Ein extern ansteuerbarer Bremskraftverstärker (aktiver Booster) kann die bei extremer Kälte benötigte Vorladung für die Hydraulikpumpe sicherstellen. Eine weitere Lösungsmöglichkeit ist eine elektrische Vorladepumpe, die Bremsflüssigkeit aus dem Ausgleichsbehälter ansaugt und am THz-Ausgang einspeist. Durch eine Blende bildet sich ein Staudruck, der als Vorladedruck vor der ESP-Pumpe anliegt und somit die erforderliche Fördermenge sicherstellt.

Active Rollover Protection (ARP)
Fahrzeuge mit kritischem Wankverhalten (z.B. hoher Schwerpunkt, „weiches" Fahrwerk) neigen unter Extrembedingungen zum Umkippen. ARP als Softwareerweiterung des ESP-Systems wirkt der Kipptendenz bei hoher Querbeschleunigung durch aktiven Bremseneingriff entgegen [23].
Mithilfe einer fahrzeugspezifischen Modellbildung sowie zusätzlicher Erkennungsmöglichkeiten (z.B. Wank-Sensorik) und geeigneter Algorithmen wird bei Kippgefahr das kurvenäußere Vorderrad überbremst, das Fahrzeug untersteuert. Durch die Reduzierung der Querkraft wird die Kippneigung reduziert.

Beschleunigungssensor (längs und quer)
Der Beschleunigungssensor (**Bild 3-70**) erzeugt ein, zur Beschleunigung des Fahrzeugs proportionales Signal. Gemeinsam mit dem Gierratensensor liefert er die für die Giermomentenregelung des ESP benötigten Informationen über den querdynamischen Zustand des Fahrzeugs. Der Beschleunigungssensor besteht aus einem mikromechanischen Biegebalken, der unter dem Einfluss der Beschleunigung seine Lage ändert und damit zu einer Kapazitätsänderung einer Kondensatoranordnung führt. Die Kapazitätsänderung wird elektronisch ausgewertet, das Signal wird – z.B. über CAN-Bus – an den elektronischen Regler weiter geleitet.

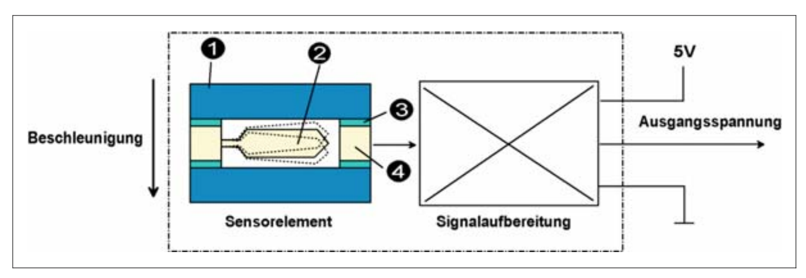


Bild 3-70: Querbeschleunigungssensor; 1) Außenelektrode, 2) Biegebalken (seismische Masse), 3) Isolator und Verbindungselement für Elektroden, 4) Mittelelektrode

Gierratensensor
Der Gierratensensor erfasst die Drehwinkelgeschwindigkeit eines Fahrzeugs um seine Hochachse, die so genannte Gierrate. Dazu erzeugt er ein der Gierrate proportionales Signal und liefert damit – gemeinsam mit dem Querbeschleunigungssensor – die für die Giermomentenregelung des ESP benötigten Informationen über den Fahrzustand.
Zwei miteinander verbundene, parallel zur Fahrzeughochachse angeordnete Quarz-Stimmgabeln bilden das Sensorelement. Eine elektronische Schaltung regt die obere Stimmgabel zu sinusförmigen Schwingungen an. Beim Gieren des Fahrzeugs wirkt auf die Zinken der Stimmgabel eine von der Drehrate abhängige Corioliskraft. Diese wird auf die untere Stimmgabel übertragen, wo sie eine sinusförmige Schwingung erzeugt, die über eine Verstärkerschaltung in ein der Drehrate proportionales Signal umgewandelt wird. Das Schaltungskonzept beinhaltet außer der Schwingungserzeugung für die obere Stimmgabel die Signalverarbeitung und Sicherheitselemente zur Erkennung interner Sensorfehler. Der Gierratensensor befindet sich idealerweise im Fahrzeugschwerpunkt. Die Kombination des Gierratensensors mit dem Querbeschleunigungssensor in einem gemeinsamen Gehäuse mit einem Stecker wird als „Cluster" bezeichnet (**Bild 3-71**). Analog der Erfassung der Gierrate wird das gleiche Sensorprinzip auch für die Erfassung der Wankrate genutzt.

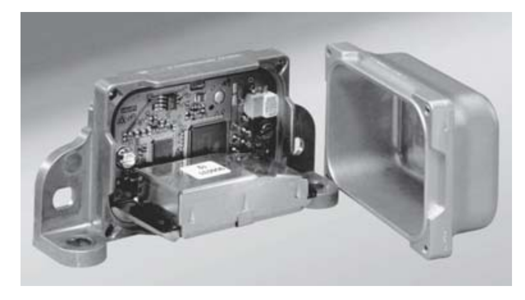


Bild 3-71: Sensorcluster – Beschleunigungs und Gierratenssensor in einem Gehäuse

Lenkradwinkelsensor
Der Lenkradwinkelsensor übermittelt dem ESP-Steuergerät Informationen über den aktuellen Lenkwinkel und damit über die gewünschte Fahrtrichtung. Der Lenkradwinkel wird durch eine geeignete Anordnung mehrerer Fotozellen und Lichtschranken optisch gemessen und in Datenworte übersetzt. Aus Sicherheitsgründen erfolgt die Übersetzung in zwei Mikroprozessoren. Über einen Bus gelangen die Datenworte an den elektronischen Regler. Vom Lenkradwinkelsensor (**Bild 3-72**) werden hohe Winkelauflösung, Sicherheit sowie Zuverlässigkeit und auch kompakte Abmessungen gefordert, da um die Lenksäule nur wenig Einbauraum zur Verfügung steht.



Bild 3-72: Lenkradwinkelsensor

Drucksensor
Der Drucksensor misst den über das Bremspedal eingesteuerten Bremsdruck. Dieser wird z.B. bei der ESP-Funktion zur Erfassung des Fahrerwunsches genutzt. Er besteht aus einer Keramikanordnung und verändert seine Kapazität bei Druckbeaufschlagung. Das keramische Messelement ist zusammen mit einer elektronischen Auswerteschaltung in einem Metallgehäuse untergebracht.

3.3.7.4 Elektrohydraulische Bremse (EHB)

Die elektrohydraulische Bremse ist ein Fremdkraftbremssystem [24]. Die wesentlichen Merkmale sind: geringe Baugröße, zeitoptimiertes Ansprechverhalten des Bremssystems und modellierbare Bremspedal-Charakteristik. Die EHB ist sowohl bei Normalbremsung als auch in der Radschlupfregelung ein von der Betätigung (Bremspedal) entkoppeltes und dadurch rückwirkungsfreies Bremssystem. Es besteht aus den Baugruppen:

- Bremspedalgefühl-Simulator (elektronisches Bremspedal mit applizierbarem Bremsgefühlgeber),
- hydraulisch/elektronische Regeleinheit (HECU, *hydraulic electronic control unit*, **Bild 3-73**),
- vier hydraulische Radbremsen.

Aus dem gemessenen Pedalwegsignal und dem im Simulator aufgebauten Druck wird die gewünschte Verzögerung abgeleitet. Der mit Magnetventil absperrbare Simulator nimmt einen Teil der Hauptzylindervolumen auf, um gemeinsam mit einem Federpaket die Bremspedalcharakteristik darzustellen (**Bild 3-74**). Weg- und Drucksignale werden über Kabel („*by wire*") an den elektronischen Regler geleitet und mit weiteren, den Fahrzustand beschreibenden Sensorsignalen (z.B.: Raddrehzahlen, Lenkwinkel, Gierrate, Querbeschleunigung) verarbeitet. Der elektronische Regler errechnet daraus die Vorgaben für – hinsichtlich Bremsverhalten und Fahrstabilität optimale – radindividuelle Bremsdrücke.



Bild 3-73: Elektrohydraulische Regeleinheit (EHB)

Versorgt aus einem Druckspeicher werden mit Hilfe der hydraulischen Regeleinheit die Radbremsdrücke entsprechend dieser Vorgabe erzeugt. Die Vorladung des Druckspeichers erfolgt durch eine integrierte Motor-Pumpen-Einheit. Beim Bremsen wird die hydraulische Verbindung zwischen THz und hydraulischer Regeleinheit unterbrochen. Der Bremsdruck im Rad wird aus der vorgeladenen Speichereinheit über Regelventile eingestellt. Neben den bereits genannten Vorteilen ist das System geräuscharm, zeigt ein besseres Crashverhalten und ermöglicht eine verbesserte Pedalergonomie.

Vorteile für den Fahrzeughersteller sind:

- höhere Bremsdynamik (Hochdruckspeicher),
- verbessertes Packaging und vereinfachte Montage durch Wegfall des Unterdruck-Bremskraftverstärkers im Spritzwandbereich,
- Verwendung einheitlicher Baugruppen für unterschiedliche Fahrzeugvarianten,
- einfache Realisierung von Fremdbremseingriffen über externe Signale,
- unterdruckunabhängig, daher optimale Eignung für saugverlustoptimierte Verbrennungsmotoren,
- Einfache Vernetzbarkeit mit zukünftigen Verkehrsleitsystemen.

Der Aufbau der Regeleinheit ermöglicht die Integration aller heutigen Bremseingriffs- und Radschlupf-Regelfunktionen (z.B. ABS, EBV, ASR, ESP, BA, ACC, ...) ohne weiteren Hardware-Aufwand (ABS: Anti-Blockier-System, EBV: Elektronische Bremskraftverteilung, ASR: Antriebs-Schlupf-Regelung, ESP: Elektronisches-Stabilitäts-Programm, BA: Bremsassistent, ACC: Abstands-Regel-Tempomat).

Bei Störungen des Systems stehen zwei Rückfallebenen zur Verfügung:

Erste Ebene: Bei einem Ausfall des Hochdruckspeichers bleibt die „*Brake-by-wire*“-Funktion weiterhin erhalten, die Bremsen werden jedoch ausschließlich von der Pumpe versorgt.

Zweite Ebene: Bei einer Störung der „*Brake-by-wire*“-Funktion (z.B. Ausfall der Energieversorgung) bleiben die hydraulischen Verbindungen des Hauptbremszylinders zu den beiden Radbremskreisen erhalten und es wird ohne Verstärkung proportional zur aufgebrachten Fußkraft in alle vier Radbremsen eingebremst. Die Simulatorfunktion ist dabei abgeschaltet. Die gesetzlich geforderte hydraulische Zweikreisigkeit des Bremssystems bleibt trotz Teilausfall erhalten.

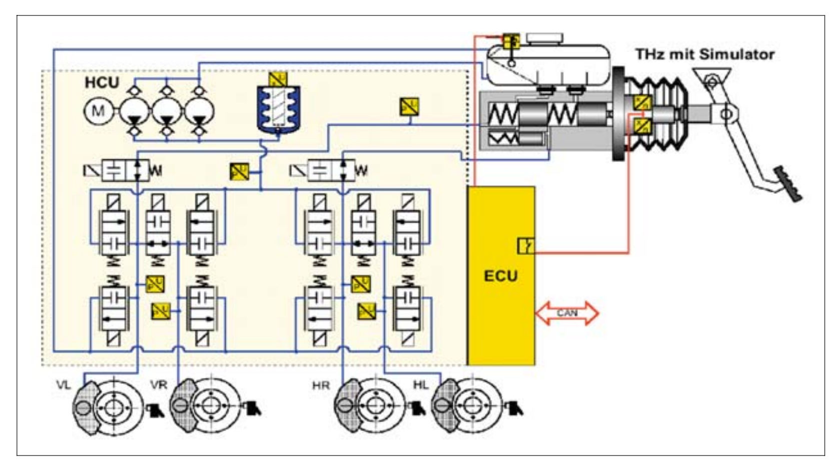


Bild 3-74: Schaltbild EHB mit schematischer Darstellung der Systemkomponenten

3.3.7.5 Elektromechanische Bremse (EMB)

Die elektromechanische Bremse auch „*trockenes Brake-by-wire*“ genannt arbeitet ohne Bremsflüssigkeit. Sie besteht aus einer Bremsbetätigung mit integrierter Steuerelektronik und vier elektromechanischen Radbremsmodulen. Die Übertragung von Bremssignalen und Bremsenergie erfolgt rein elektrisch/elektronisch. Wie bei der EHB ist die Betätigung rückwirkungsfrei durch die Entkopplung des Pedals (Sollwertvorgabe) von den Bremsen. Zur Sicherstellung der Zweikreisigkeit wird ein redundantes Signal- und Energienetz benötigt. Wegen der für die Vorderachsbremsung benötigten höheren Leistung, ist 12-V-Architektur nicht mehr ausreichend. Die oben genannten Anforderungen bedingen neue E/E-Architekturen.

Die Betätigung besteht aus einem elektronischen Bremspedal, welches als Bestandteil eines verstellbaren Pedalmoduls ausgeführt werden kann, das neben dem Brems- auch das Gaspedal und die zentrale Elektronik enthält. Das elektronische Bremspedal setzt sich zusammen aus dem Pedalgefühlsimulator und Sensoren zur Fahrerwunscherfassung. Die Pedalweg- bzw. Pedalkraft-Signale werden von der zentralen Elektronik mit weiteren, den Fahrzustand beschreibenden externen Signalen (z.B.: Raddrehzahlen, Gierrate, Querbeschleunigung) verarbeitet und in hinsichtlich Bremsverhalten und Fahrstabilität optimale radindividuelle Bremsenzuspannkräfte umgerechnet. Diese elektronischen Informationen werden über ein redundantes Bussystem (*by wire*) an die Radbremsmodule übertragen. Jedes der elektromechanischen Radbremsmodule besteht aus einer Radbremsen-ECU und einem elektromechanischen Aktuator (**Bild 3-75**).

Wie bei der Elektrohydraulischen Kombi-Bremse EHC wird die Feststell-Bremsfunktion durch eine integrierte Arretiervorrichtung sichergestellt [25]. Die Ansteuerung erfolgt über einen Taster und eine rein elektrische Signalankopplung.

Bei Radschlupf-Regelungsvorgängen durch ABS, ASR, ESP ist die Bremsmomenten-Modulation dem vom Fahrer eingesteuerten Bremsenwunsch übergeordnet. Das System hat gegenüber hydraulischen Bremssystemen folgende Vorteile:

- höhere Bremsdynamik,
- optimales Brems und Stabilitätsverhalten,
- einstellbare Bremspedalcharakteristik,
- keine Betriebsgeräusche,
- verbesserte Ergonomie durch verstellbares Pedalmodul,
- verbesserte Umweltverträglichkeit durch Entfall der Bremsflüssigkeit,
- keine Restbremsmomente,
- besseres Crashverhalten.

Vorteile für den Fahrzeughersteller sind:

- geringster Packaging- und Montageaufwand,
- unterdruckunabhängig, daher optimale Eignung für saugverlustoptimierte Verbrennungsmotoren,
- einfache Vernetzbarkeit mit zukünftigen Verkehrsleitsystemen,
- Darstellbarkeit der Schnittstelle zu Assistenzsystemen (z.B. ACC Stop&Go, Einparkhilfe usw.) mit geringem Aufwand,
- geringe Anzahl an Komponenten.

Als Vorstufe zur 4-Rad elektromechanischen Bremse, die abhängig ist von einer 42-V-Elektronik-Architektur im Fahrzeug, wird mit der elektrohydraulischen Kombi-Bremse EHC ein System bezeichnet, bei dem die Zuspannkräfte für die Reibungsbremse an der Vorderachse hydraulisch und an der Hinterachse elektromechanisch erzeugt werden (**Bild 3-76**).

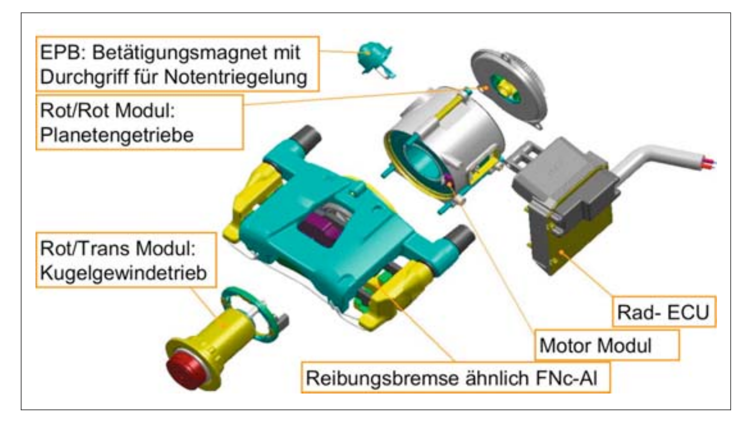


Bild 3-75:
Schnittbild der EMB
(hier: Hinterachsbremse)

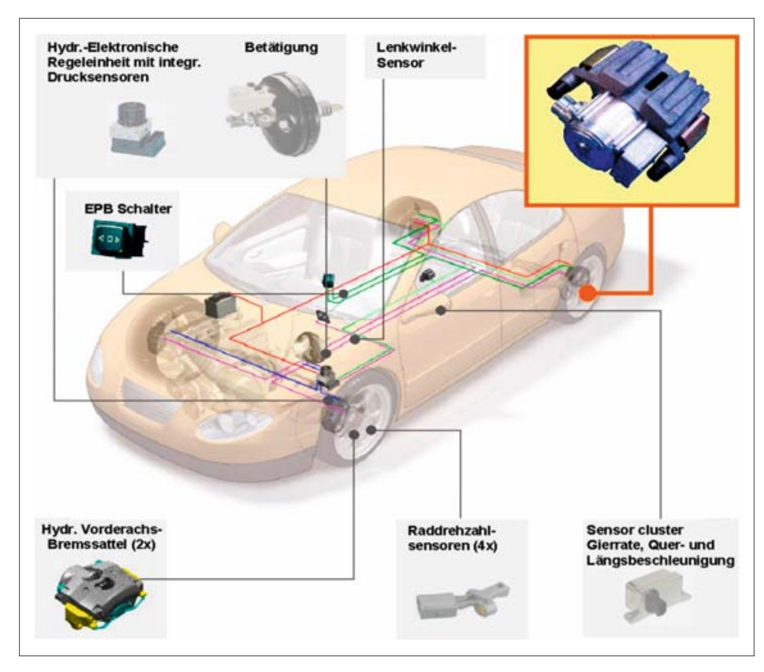


Bild 3-76: Komponenten der elektro-hydraulischen Kombi-Bremse (EHC)

Dabei ermöglicht die elektromechanische Hinterachsbremse die Betriebs- und Feststell-Bremsfunktion in einem kompakten Bauteil. Eine integrierte Arretiervorrichtung sichert die Feststell-Bremsfunktion auch bei ausgeschalteter Zündung.

Je nach Bremskreisaufteilung (Abschnitt 3.3.4) wird die Vorderachse über einen Hauptzylinder oder Tandem-Hauptzylinder mit Bremsdruck versorgt. Die Bremskraft der Hinterräder wird abhängig vom Bremspedalweg bzw. -kraft elektronisch geregelt. Das System bietet folgende Vorteile:

- kleiner dimensionierte Betätigung (Bremskraftverstärker und Tandem-Hauptzylinder),
- größen- und komponentenreduzierte elektronisch/hydraulische Regeleinheit,
- reduzierter Montage-und Wartungsaufwand,
- kein Hinterachs-Restbremsmoment,
- minimierte ABS-Pedalrückmeldung,
- niedriges Geräuschniveau,
- Nutzung von vorhandener 12-V-Bordnetzstruktur.

Funktionen wie elektronische Bremskraftverteilung, Berg-Anfahrhilfe und elektrische Parkbremse sind durch Integration in die Software realisierbar.

3.3.7.6 Vernetztes Chassis

In heutigen Fahrzeugen wirkt der Fahrer mit seinen Bedienelementen Lenkrad, Gaspedal und Bremspedal direkt auf die jeweiligen Systeme Lenkung, Antrieb und Bremse. Eine bedarfsgerechte, den Fahrerwunsch interpretierende Kombinationsregelung existiert bisher nur in Ansätzen, wie z.B. bei dem aus dem Bremsstabilitätssystem ESP initiierten Motoreingriff während der Traktions- bzw. Gierratenregelung.

Mit der Evolution der Einzelsysteme in Richtung computergesteuerter Fremdkraftsysteme ergeben sich neue Ansätze bei der Chassissystementwicklung. Dies gilt einerseits vor dem Hintergrund, zusätzliche, über die Einzelsystemfunktionen hinausgehende Gesamtsystemfunktionen zu erschließen, anderseits aber auch vor dem Hintergrund, ungewollte gegenseitige Beeinflussung der auf die gleichen Fahrzustandsgrößen wirkenden Regelkreise auszuschließen. Als Beispiel sei hier das Gierverhalten genannt, das von allen drei Chassissystemen, Lenkung, Bremse und Fahrwerk sowie darüber hinaus auch vom Antrieb (speziell bei regelbaren Zwischengetrieben) beeinflusst werden kann. Die weitere Optimierung des Chassis mit fremdeingriffsfähigen Systemen bedingt folglich eine gesamtheitliche Betrachtung der Wirkkette.

Bei der Entwicklung von *Global Chassis Control* ist zu beachten, dass eine hohe Abhängigkeit zwischen Funktionalität, Softwarearchitektur und E/E-Architektur besteht. Dabei steht insbesondere eine klare Funktions- und Gerätehierarchie mit definierten, einheitlichen Schnittstellen im Vordergrund. *Global Chassis Control* erreicht ohne entsprechende Struktur sonst schnell einen Komplexitätsgrad, der einen nicht vertretbaren Entwicklungs- und Applikationsaufwand nach sich zieht (**Bild 3-77**). Folgende Szenarien zeigen exemplarisch die Vorteile eines solchen Vernetzungsansatzes.

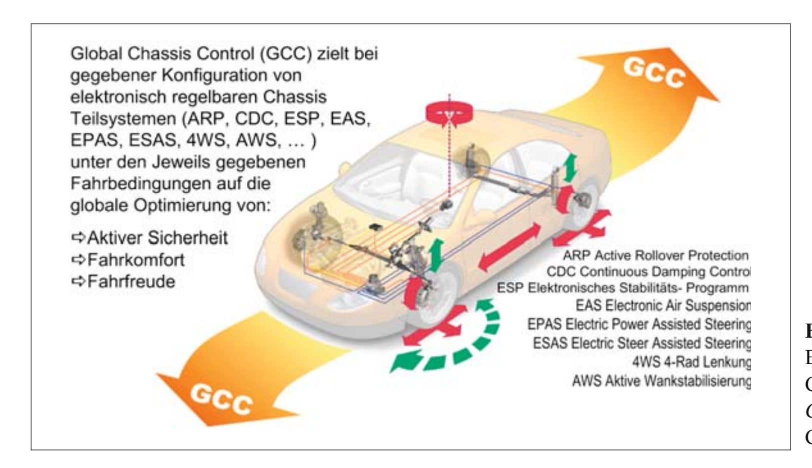


Bild 3-77: Beispiel für ein vernetztes Chassis-System: das *Global Chassis Control* (GCC) von ContiTeves [26]

Gesamtbetrachtung Anhalteweg
Der Anhalteweg eines Fahrzeugs bei einer Notbremsung setzt sich zusammen aus dem Reaktionsweg, den das Fahrzeug ungebremst während der Zeit zurücklegt, die der Fahrer zum Reagieren benötigt, dem Schwellweg, der in der Übergangsphase von der Pedalberührung bis zur vollen Ausbildung der Bremsung zurückgelegt wird und dem sich daran anschließenden Bremsweg bis zum Stillstand (**Bild 3-78**). Signifikante Anhaltewegverkürzungen kann man nur erreichen, wenn die beteiligten Komponenten und Prozesse in einem ganzheitlichen Ansatz gemeinsam optimiert werden. Durch den sinnvollen Zusammenschluss der technischen Möglichkeiten und des Know-hows auf der Reifenseite (s. Abschnitt 3.9), der Bremsenseite und der Fahrwerkseite kann sowohl der Reaktions- als auch der Bremsweg in einer Notbremssituation 10 bis 15 % gegenüber dem heutigen Stand reduziert werden [27].

Erweitertes elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP II)
Aufbauend auf das heutige Fahrdynamikregelsystem ESP lässt sich am Beispiel einer Notbremsung auf Fahrbahnen mit unterschiedlichen Reibwerten (μ-Split) der Vorteil der Vernetzung von Bremssystem und Lenkung (hier Überlagerungslenkung ESAS) eindrucksvoll darstellen.
Steht im vernetzten System zusätzlich die aktive Lenkung zur Verfügung (**Bild 3-79**), kann das von den unterschiedlichen Bremskräften herrührende Giermoment durch ein computergesteuertes Gegenlenken kompensiert werden. Der Fahrer kann das Lenkrad weitgehend gerade halten (Geradeausbremsung). Die Lenkradstellung entspricht also dem gewünschten Fahrzeugkurs.

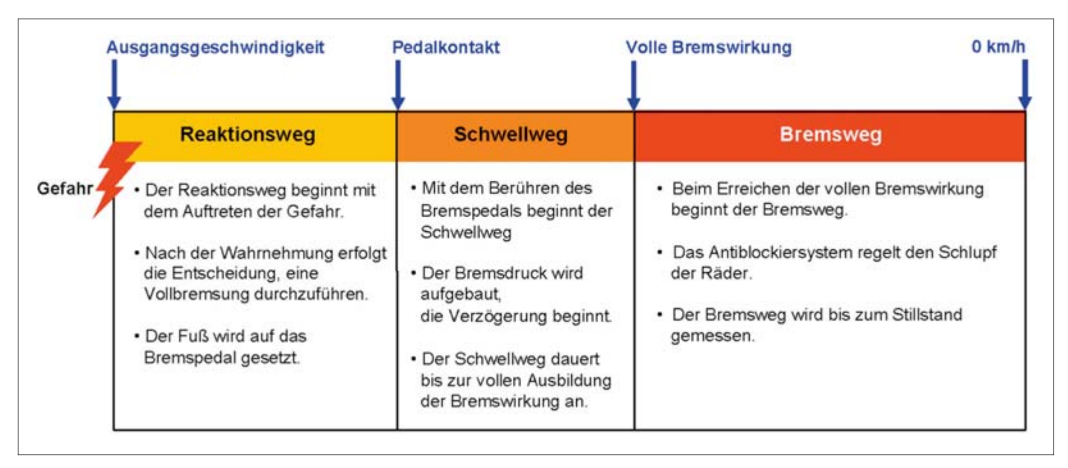


Bild 3-78: Phasen des Anhalteweges

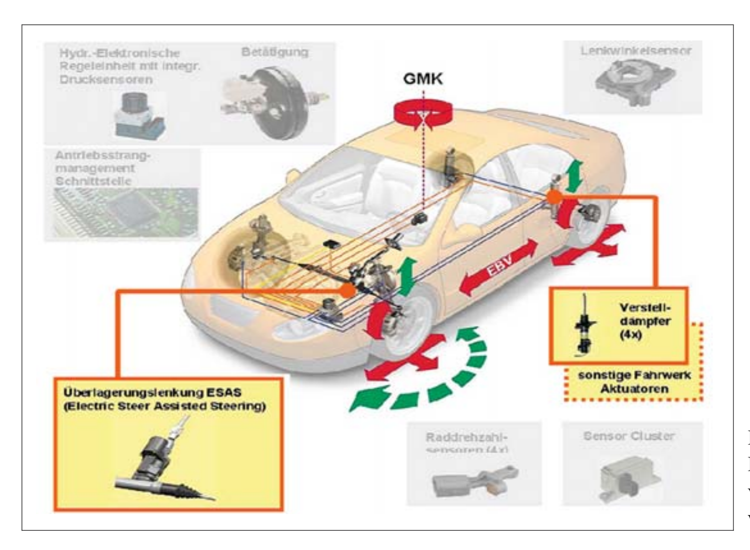


Bild 3-79:
ESP II: ESP kombiniert mit aktivem Lenk- und optionalem Fahrwerkseingriff

Die schnelle Giermomentenkompensation durch die Lenkung lässt gleichzeitig einen nahezu unverzögerten Bremsdruckaufbau an den Rädern und eine modifizierte Hinterachs-Bremsdruckregelung zu. Der Bremsweg auf µ-Split reduziert sich dadurch erheblich.

3.4 Lenksysteme

3.4.1 Anforderungen und Bauformen

Das Lenksystem dient dazu, ein Fahrzeug bei allen Fahrzuständen zielsicher zu führen. Dabei wird der Fahrerwunsch durch eine sinnfällige Drehbewegung am Lenkrad vermittelt und vom Lenksystem in einen Einschlagwinkel der gelenkten Räder übertragen. Das Lenksystem muss ausreichend robust, feinfühlig und präzise sein, um den Fahrer möglichst umfassend über verschiedenste Zustandsgrößen und ggf. deren Veränderungen informieren zu können. Umfangreiche Untersuchungen an Probanden haben gezeigt, dass besonders über die haptischen Rezeptoren des Fahrers aufgenommene Informationen selbst bei wenig geübten Fahrern sehr fein differenziert werden. Deshalb ist es von großer Bedeutung, stets eine eindeutige Zuordnung des Lenkradwinkels zur Stellung der Räder zu haben, nur geringste Spiele in der Kraftübertragungskette zwischen Lenkrad und Rädern zuzulassen, sowie den Fahrer durch reibungsarm miteinander gekoppelte Übertragungselemente mittels Lenkmoment permanent über die Kraftverhältnisse zwischen Reifen und Fahrbahn zu informieren.
Eine gute haptische Informationsquelle für den Fahrer über das Lenkrad ist, wie wissenschaftliche Untersuchungen am IZVW (Interdisziplinäres Zentrum für Verkehrswissenschaften in Würzburg) bestätigen insbesondere bei hoher Fahrgeschwindigkeit wichtig. Der Fahrer reagiert deutlich schneller darauf als z.B. auf optisch wahrgenommene Informationen.
Damit wird verständlich, wie wesentlich das Lenksystem Hauptkriterien des Fahrwerks wie Fahrdynamik, Fahrsicherheit und Fahrkomfort beeinflusst und so den Gesamtcharakter des Fahrzeugs prägt. Letztlich entscheidet die Qualität der angeführten Wunschmerkmale eines Lenksystems in Verbindung mit Radführung, Federung und Dämpfung darüber, ob sich ein Fahrer in einem Fahrzeug sicher und komfortabel fühlt oder nicht.
Eine unter allen Betriebsbedingungen eindeutige, verlässliche, einfache und genaue Übertragung des Fahrerwunsches durch Drehbewegung des Lenkrads und deren Weiterleitung über Lenkwelle, Lenkgetriebe, Spurstange und Radlenkhebel auf die Räder fordert bereits der Gesetzgeber entsprechend der einschlägigen Gesetze und Richtlinien (z.B. europäische Richtlinie 70/311/EWG, StVZO § 38). Diese Vorschriften sollen für jedes Fahrzeug ein Fahrverhalten sicherstellen, das der Fahrer einschätzen und vorhersehen kann. Sie enthalten neben allgemeinen Anforderungen Grenzwerte für die höchstzulässige Betätigungskraft und Betätigungsdauer bei intakter wie auch fehlerbehafteter Lenkanlage (**Bild 3-80**) und sind natürlich Leitlinie für jede Neukonzeption von Lenksystemen. Darüber hinaus gibt der Pkw-Hersteller weitere „Technische Anforderungen" an das Lenksystem vor. Diese umfassen etwa die Themenbereiche Systemkonzeption, Funktionsanforderungen, mechanische Anforderungen, elektrische- bzw. hydraulische Anforderungen, chemische Anforderungen, weitere physikalische Anforderungen (z.B. Akustik) sowie Anforderungen an Lebensdauer, Zuverlässigkeit und an die Umweltverträglichkeit.

70/311/EWG Anh. I — Lenkanlagen

4.2 **Besondere Vorschriften**

4.2.1 Betätigungseinrichtung der Lenkanlage

4.2.1.1 Wird die Betätigungseinrichtung der Lenkanlage direkt vom Fahrzeugführer bedient,

4.2.1.1.1 muß sie leicht zu handhaben sein,

4.2.1.1.2 muß die Bewegungsrichtung der Betätigungseinrichtung der Lenkanlage der beabsichtigten Fahrtrichtungsänderung des Fahrzeugs entsprechen,

4.2.1.1.3 muß mit Ausnahme von Hilfslenkanlagen eine kontinuierliche, gleichbleibende Beziehung zwischen dem Lenkwinkel der Betätigungseinrichtung und dem Einschlagwinkel der Räder bestehen.

4.2.2 Übertragungseinrichtung

4.2.2.1 Die Einstelleinrichtungen für die Lenkgeometrie müssen so beschaffen sein, daß nach der Einstellung eine formschlüssige Verbindung zwischen den einstellbaren Teilen durch geeignete Verriegelungseinrichtungen hergestellt werden kann.

Vorschriften für die Betätigungskraft

Fahrzeugklasse	Intakte Anlage			Gestörte Anlage		
	maximale Betätigungskraft (daN)	Zeit (s)	Wendekreisradius (m)	maximale Betätigungskraft (daN)	Zeit (s)	Wendekreisradius (m)
M_1	15	4	12	30	4	20
M_2	15	4	12	30	4	20
M_3	20	4	12 1)	45	6	20
N_1	20	4	12	30	4	20
N_2	25	4	12	40	4	20
N_3	20	4	12 1)	45 2)	6	20

1) Oder Volleinschlag, falls dieser Wert nicht erreicht werden kann.
2) 50 bei Fahrzeugen ohne Gelenk mit zwei oder mehreren gelenkten Achsen außer reibungsgelenkten Achsen.

Bild 3-80:
Auszug aus EU-Richtlinie für Lenkungen [28]

Bei allen namhaften Pkw-Herstellern sind die „Technischen Anforderungen“ in Lastenheften detailliert spezifiziert, werden regelmäßig entsprechend neuer Erkenntnisse erweitert und verfeinert.
In der Umsetzung dieser strengen Anforderungen haben sich beim Pkw bis in die jüngere Vergangenheit zwei Bauformen von Lenkanlagen durchgesetzt (s. Abschnitt 1.1). Eigneten sich für größere Pkw bei manuell betätigten Lenkgetrieben hauptsächlich Kugelmutterlenkungen wegen niedriger Lenkkräfte, war für kleinere und sportliche Fahrzeuge seit langem die Zahnstangenlenkung das gängigste Lenkkonzept.
Mit zunehmenden Komfort-Ansprüchen und damit der Ablösung mechanischer Lenkgetriebe durch hydraulische Servolenkanlagen in den 80er Jahren hat sich die hydraulische Zahnstangenservolenkung auf allen Pkw-Märkten der Welt durchgesetzt (**Bild 3-81**). Die hydraulische Zahnstangenlenkung ist die preisgünstigste Hilfskraftlenkung.
Kugelmutter-Hydrolenkanlagen (**Bild 3-82**) dominieren heute noch klar im Nkw, existieren aber nur noch als Restvolumen in Teilen des Geländewagen-, SUV- und Pick-up-Marktes. Hier belasten die höheren Systemkosten zwar ebenfalls die Fahrzeugherstellkosten, es bieten jedoch bei schweren Bedingungen die extreme Robustheit und die höhere Einbauflexibilität zugunsten besserer Bodenfreiheit Vorteile.

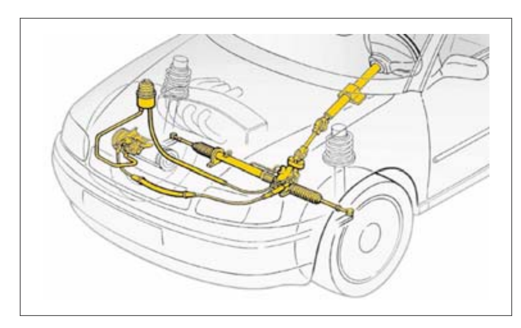


Bild 3-81: Grundprinzip Zahnstangen-Hydrolenkung

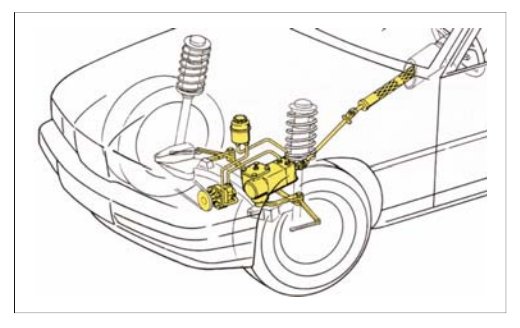


Bild 3-82: Grundprinzip Kugelmutter-Hydrolenkung

Zurückkommend auf die hydraulische Zahnstangen-Servolenkung ist festzustellen, dass sich basierend auf diesem einfachen Grundprinzip, zunächst zwei prinzipiell unterschiedliche Versionen entwickelt haben: Bei Fahrzeugen mit unten liegender Zahnstangenlenkung wurde eine vor oder hinter der Vorderachse liegende Ausführung gewählt, deren Spurstangen an beiden Enden der Zahnstange befestigt waren. Die Anordnung des Ritzels kann über oder unter der Zahnstange gewählt werden. So ist bei oben liegendem Ritzel der Drehsinn bei einer hinter der Achsmitte liegenden Lenkung sinnfällig erreicht, bei vor der Achsmitte positionierter Lenkung gelingt dies mit einem unter der Zahnstange angeordneten Ritzel. In beiden Fällen handelt es sich um Zahnstangen-Servolenkungen mit seitlichem Abgang der Spurstangen. Dies nennen Fachleute Seitenabtrieb-Zahnstangen-Hydrolenkungen (**Bild 3-81**).
Mit der Verbreitung des Frontantriebs in Fahrzeugen der Mittelklasse und darunter, meist in Verbindung mit Front-quer-Anordnung des Motors zusammen mit McPherson-Vorderachskonzepten, war anfangs eine unten liegende Zahnstangenlenkung mit Spurstangen-Seitenabtrieb nicht machbar. Üblicherweise wurde deshalb die Lenkungsposition nach oben in den Bereich der Spritzwand verlegt. Um aus dieser Lage die Radlenkhebel mit noch verträglichen Spurstangenwinkeln zu erreichen, mussten die Spurstangeninnengelenke in Zahnstangenmitte radial an der Zahnstange befestigt werden. Damit entstand die Zahnstangenhydrolenkung mit mittigem Abgang der Spurstangen, die so genannte Mittenabtrieb-Zahnstangen-Hydrolenkung (**Bild 3-83**).
Dieser Lenkungstyp ist konstruktiv deutlich aufwendiger, technisch erheblich anspruchsvoller, meist schwerer und teurer als eine Seitenabtrieb-Lenkung. Um einen Teil dieser Nachteile zu eliminieren, entstand beispielsweise für den Audi 80 / VW Passat eine bemerkenswerte Sonderkonstruktion mit asymmetrischem, im Ritzelbereich integriertem Zylinder und fliegend gelagertem Zahnstangenende.
Obwohl nennenswerte Stückzahlen bei Mittelklassewagen in den 80er und 90er Jahren geliefert wurden, wird diese Bauform heute nur noch in Sonderfällen verwendet. Wegen der angesprochenen Vorteile hat sich die Seitenabtrieb-Zahnstangenservolenkung längst auf breiter Front durchgesetzt. Deshalb beschränkt sich dieses Buch nur auf Seitenantrieb.

3.4.2 Hydraulische Zahnstangenlenkung

Das klassische Pkw-Servolenkgetriebe bestand ab 1950 aus einer Zahnstangenlenkung mit hydraulischem Servozylinder. Dieser war zunächst parallel zur Zahnstange angeordnet und durch einen kräftigen Hebel mit der Zahnstange verschraubt. Über ein in der Lenkwelle angeordnetes hydraulisches Steuerventil dosiert der Fahrer die von einer direkt am Verbrennungsmotor des Fahrzeugs angeflanschten Lenkpumpe erzeugte Hilfsenergie. Mittels Servozylinderkolben und dessen Übertragungshebel wurde die Zahnstangenbewegung in der jeweiligen Lenkrichtung unterstützt. Die maximale Servounterstützung ist dabei durch ein in der Lenkungspumpe integriertes Druck- und Strombegrenzungsventil limitiert.
In den 70er Jahren des letzten Jahrhunderts gelang es den führenden Lenkungsherstellern durch Verbesserung von Werkstoffen, Fertigungsverfahren sowie den Einsatz innovativer Technologien (z.B. porenarmer Alu-Druckguss) sowohl das Lenkventil als auch den Servozylinder direkt in das Zahnstangenlenkgetriebe zu integrieren. So entstand ein äußerst kompakt bauendes, leichtes, kostengünstiges sowie hocheffizientes Servo-Block-Lenkgetriebe, das bis heute eine dominierende Marktrolle spielt.

3.4.2.1 Technik und Funktion

Wichtig ist es, nicht nur das Lenkgetriebe sondern das ganze Lenksystem zu betrachten, will man die Funktion „Lenken“ in unterschiedlichen technischen Konzepten bewerten hinsichtlich wesentlicher Eigenschaften wie Funktionsqualität, Sicherheit, Gewicht, Bauraum, Energieverbrauch, Umweltverträglichkeit und Kosten.

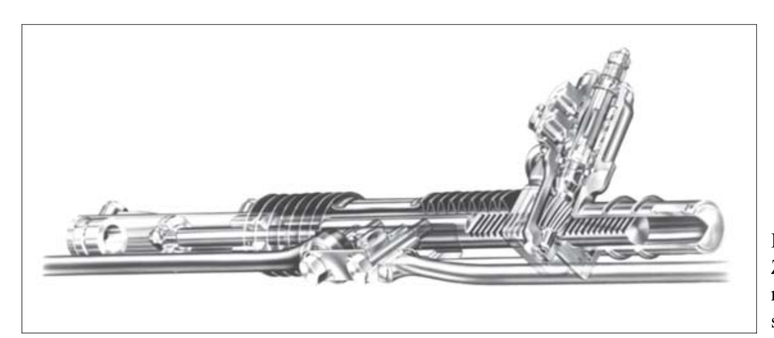


Bild 3-83: Zahnstangen-Hydrolenkung mit Mittenabtrieb der Spurstangen

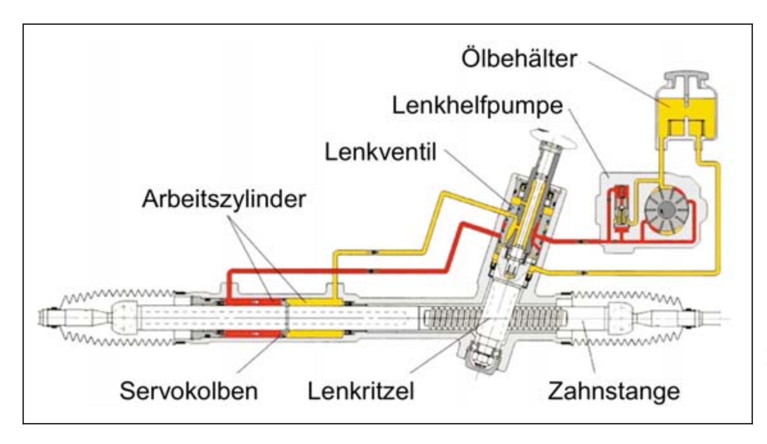


Bild 3-84: Systemkonzept einer hydraulischen Zahnstangenservolenkung

Die bereits genannte klassische Zahnstangen-Hydrolenkung arbeitet in einem System mit „offener hydraulischer Mitte“. Hier durchströmt ein bei laufendem Fahrzeugmotor durch die meist über Keilriemen angetriebene Lenkhelfpumpe (Flügelzellen- oder Rollenpumpe) erzeugter Ölstrom (aus ATF-Ölen) einen in Neutralstellung des Lenkventils offenen Steuerspalt und gelangt nahezu drucklos zum Ölbehälter des Lenksystems zurück. Dort wird das ankommende Öl wieder angesaugt und der permanent zirkulierende Ölkreislauf im Lenksystem aufrechterhalten (**Bild 3-84**).

Da dieser Ölförderstrom der Lenkpumpe linear mit der Motordrehzahl steigt – unabhängig davon, ob Lenkarbeit geleistet wird oder nicht – ist die Energieeffizienz eines solchen „offenen Systems“ bei vielen Fahrzuständen ungünstig. Dies heißt, je weniger Lenkarbeit abgefordert wird und je höher dabei die Motordrehzahl ist (z.B. bei schneller Autobahnfahrt), desto ungünstiger ist der energetische Wirkungsgrad dieses Systems (**Bild 3-85**).

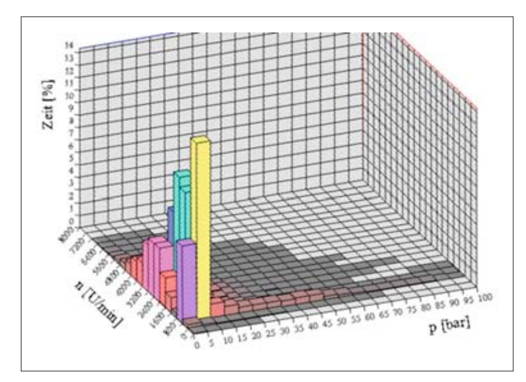


Bild 3-85: Lenkleistung bei einem durchschnittlichen Fahrprofil für eine hydraulische Zahnstangenservolenkung entsprechend Bild 3-84

Vorteilhaft jedoch sind die robuste, jahrzehntelang unter allen Einsatzbedingungen erprobte hydraulische Komponentenfunktion, die hohe Systemsteifigkeit, die jederzeit verzögerungsfrei abrufbare maximale Lenkleistung, die gute Abstimmbarkeit auf unterschiedliche Zielfahrzeuge sowie die wartungsfrei ein Fahrzeugleben überdauernde hohe Präzision.

Es gab in der Vergangenheit große Anstrengungen, den energetischen Nachteil klassischer Hydrolenksysteme zu verbessern.

Den besten theoretischen Ansatz bietet ein System mit „geschlossener hydraulischer Mitte“. Dabei ist ein Lenkventil eingesetzt, das bei Ventilneutralstellung hermetisch dichte Steuerspalte hat. Bei Lenk- bzw. Unterstützungsbedarf öffnen die Steuerspalte z.B. an mechanisch zwangsgesteuerten Sitzventilen und entsprechend der benötigten Lenkkraft sowie Lenkgeschwindigkeit wird aus dem in einem Speicher mit max. Druck vorgespannten Ölvolumen der erforderliche Ölstrom entnommen (**Bild 3-86**).

Bis auf wenige Ausnahmen (in einigen Citroën-Fahrzeugen) wurde dieser Ansatz bisher nicht industrialisiert. Sehr hohe Anforderungen an Bauteilwerkstoffe, Dichtheit (hohes Leckagerisiko), Verschleiß von beweglichen Dichtelementen, an Ölverschmutzung über Lebensdauer sowie an die Präzision von Ventilbauteilen haben eine Serienfertigung unter wirtschaftlichen Aspekten mit verfügbaren Fertigungstechnologien verhindert.

Mit dem elektrohydraulischen Lenksystem (**Bild 3-87**), bei kleineren Fahrzeugen in Serie eingesetzt seit mehr als einem Jahrzehnt, lässt sich die Energiebilanz eines Hydrolenksystems mit offener Mitte schon deutlich verbessern. Anstelle der direkt vom Motor angetriebenen Lenkungspumpe wird hier eine Druckversorgungseinheit (auch *Powerpack* genannt) eingesetzt, deren Pumpenaggregat (mit Zahnrad-, Flügelzellen- oder Rollenprinzip) von einem Elektromotor angetrieben wird.

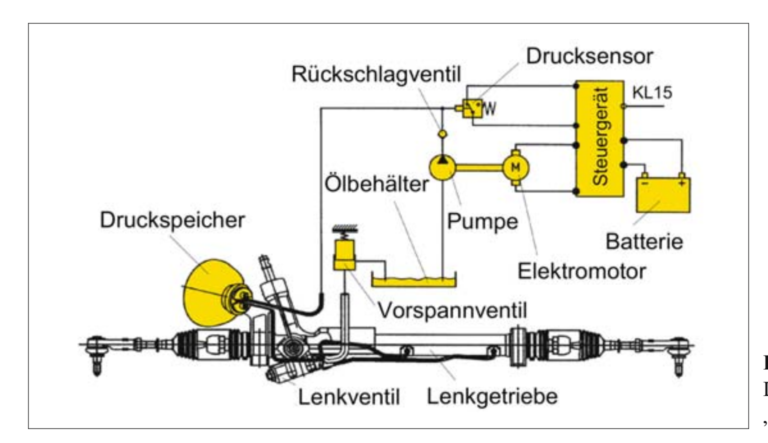


Bild 3-86: Lenksystemkonzept „geschlossene Mitte“

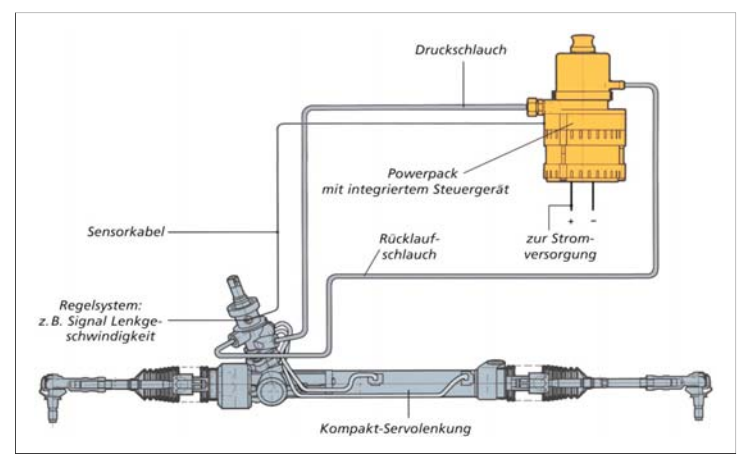


Bild 3-87: Systemkonzept elektrohydraulische Servolenkung

In Verbindung mit einem elektronischen Steuergerät und einem Ölbehälter lässt sich das Powerpack als kompakter Einbaumodul gestalten, der unabhängig vom Verbrennungsmotor im Fahrzeug untergebracht werden kann. Er versorgt das Lenkaggregat auch unabhängig vom Motor mit Drucköl.
Zwar besitzt hier das Lenkgetriebe ebenfalls ein Lenkventil mit offener Mitte; wird aber keine Lenkarbeit benötigt, zirkuliert lediglich ein geringer Stand-by-Ölstrom. Sobald dann Drucköl angefordert wird, stellt sich über die Regelprogramme des eingebauten Steuergerätes das Fördervolumen der Lenkpumpe auf den vorliegenden Lenk- bzw. Fahrzustand ein.

Bei sehr vielen Fahrzuständen (z.B. Autobahnfahrt) ist die tatsächlich erforderliche Lenkleistung relativ gering. Je nach der im Steuergerät installierten „Intelligenz“ der Regelprogramme lässt sich gegenüber den klassischen Standardsystemen der Kraftstoffverbrauch zwischen 40 % und 70 % reduzieren. Dies entspricht bei einem Mittelklassefahrzeug einer Einsparung von etwa 0,3 Liter auf 100 km.

Konzeptionell vorteilhaft beim elektrohydraulischen Lenksystem ist die Möglichkeit, das komplette System als so genannten Systemmodul in einer funktionsgeprüften Liefereinheit zusammenzufassen.
Dies unterstützt die Anstrengungen der Fahrzeughersteller bei der Globalisierung ihres Geschäftes. So können z.B. von Fahrzeug-Montagewerken in Schwellenländern solche funktionsbereiten Systemmodule einbaufertig beim Lenksystemhersteller bezogen werden (**Bild 3-88**).

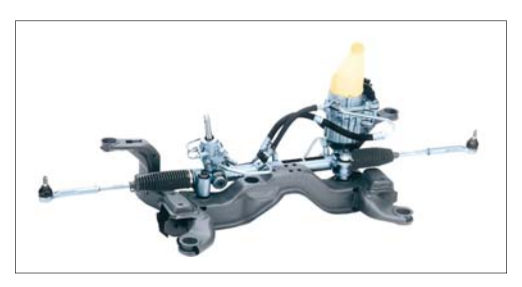


Bild 3-88: Liefermodul eines elektrohydraulischen Lenksystems

Abhängig von der im Fahrzeug verfügbaren elektrischen Leistung des Bordnetzes und der vom Lenksystem benötigten Lenkleistung ist die Anwendung elektrohydraulischer Lenksysteme derzeit auf untere Mittelklassefahrzeuge (z.B. Opel Astra) beschränkt. Werden hohe Ansprüche an die Fahrdynamik gestellt, so sind aufwendige Regelstrategien zur Pumpenansteuerung erforderlich, um bei allen Fahrzuständen über ausreichende Fahrdynamik zu verfügen. Bei Pkws der oberen Mittelklasse und darüber versucht man natürlich ebenfalls Kraftstoff zum Betreiben der Lenkanlage einzusparen. Hier zielen die meisten Ansätze auf motorgetriebene Lenkpumpen-Konstruktionen ab, die verstellbare Fördercharakteristiken haben. Damit kann während der Fahrzyklen ohne Lenkarbeit der von der Pumpe geförderte Ölstrom abgesenkt werden. So sind die Energieverluste innerhalb des Systems nennenswert reduzierbar. Als wirtschaftlich geeignetes Pumpenkonzept wird hierzu meist die Flügelzellenpumpe mit verstellbarer Hubkurve verwendet. Erste Serienanwendungen davon gibt es seit 2005.

Standardlenkungen besitzen eine fest eingestellte Lenkcharakteristik. Sie stellt meist einen guten Kompromiss zwischen niedrigen Parkierkräften und ausreichend hohen Lenkmomenten bei Schnellfahrt dar.

Für hochwertige Fahrzeuge mit hohen Lenkachslasten ist eine so genannte Servotronic®- oder Parameterlenkung entwickelt worden, die für jeden Fahrzustand eine eigene fahrzeugspezifische Lenkcharakteristik bereitstellt. Damit lässt sich das Fahrzeug fast spielerisch parkieren, bei mittlerer Fahrgeschwindigkeit zielsicher und komfortabel führen. Bei hoher Geschwindigkeit wird dank straffer Lenkmomente ein sehr sicheres Fahrgefühl vermittelt (**Bild 3-89**).

Aus technischer Sicht variiert dabei eine im Lenkventil integrierte hydraulische Rückwirkeinrichtung das Lenkmoment. Sie wird von einer elektronischen Steuereinheit über einen elektrohydraulischen Wandler angesteuert. Als Parameter verwendet man heute meist die Fahrgeschwindigkeit, deren Signal aus dem elektronischen Tachometer oder dem ABS-Steuergerät die Höhe der Rückwirkung (d.h. des Lenkmomentes) bestimmt. Dadurch ist die Höhe des Lenkmomentes zum einen (wie bei klassischen Servolenkungen) durch die Kraftverhältnisse zwischen Reifen und Fahrbahn bestimmt sowie zum anderen fahrgeschwindigkeitsabhängig durch den zusätzlichen Rückwirkungswiderstand überlagert.

Mit Hilfe der Servotronic®- bzw. Parameterlenkung lässt sich ein Fahrwerk bezüglich Fahrdynamik, Fahrsicherheit sowie Fahrkomfort perfekt abstimmen.

3.4.2.2 Aufbau und Bauteile

Die klassische hydraulische Zahnstangenlenkung in Blockversion umfasst die Hauptbauteile Lenkventil mit Ritzel, Zahnstange mit Kolben sowie Lenkgehäuse mit Ritzellagerung und Servozylinder.

Die Lenkbewegung des Fahrers betätigt die Eingangswelle, den so genannten Drehschieber des Drehschieber-Lenkventils. Der über einen Drehstab im Ritzel abgestützte Drehschieber bildet mit der auf dem Ritzel fixierten Steuerbuchse variable Steuerspalte, die je nach Drehrichtung und Fahrwiderstand an den Rädern innerhalb mechanischer Begrenzungen geöffnet oder geschlossen werden. Die Steuerspalte werden von 6, 8, 10 oder 12 korrespondierenden Steuernuten in Drehschieber und Steuerbuchse erzeugt. Über die schließenden Kanten wird der Pumpendruck angesteuert und der druckbeaufschlagte Ölstrom via abstimmbarer Druck- bzw. Dehnschläuche, interne Nuten, Rohrleitungen und Bohrungen dem Zylinderbereich zugeführt, der die jeweilige Lenkbewegung unterstützt. Über die öffnenden Steuerspalte ist ebenfalls durch Nuten, Bohrungen und Rücklaufleitungen der ausschiebende Zylinderteil mit dem Rücklauf zum Ölbehälter verbunden.



Bild 3-89:
Konzept Servotronic®-Lenksystem

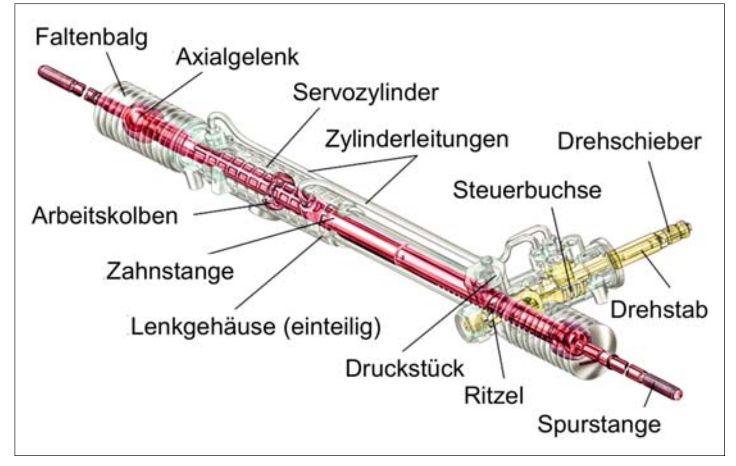


Bild 3-90:
Zahnstangenhydrolenkung; Darstellung des Lenkgetriebes (einteilige Blockversion)

Der mechanische Kraftfluss führt von der Eingangswelle über Drehstab oder mechanischen Anschlag des Lenkventils zum Ritzel. Von dort wird über den Zahneingriff mit der Zahnstange die Lenkraddrehbewegung in eine Linearbewegung der Zahnstange umgewandelt (**Bild 3-90**).
Über die stirnseitig an den Zahnstangenenden angeschlossenen Axialgelenke, Spurstangen und Winkelgelenke wird der Kraftfluss zu den Radlenkhebeln weitergeführt. Von dort werden die Einschlagwinkel der gelenkten Räder eingeleitet.
Die Konstruktion des Lenkgetriebes muss in der Lage sein, einerseits hohe Kräfte zu übertragen, andererseits dabei geringste Spiele, wenig Elastizitäten und möglichst niedrige Reibung bei beweglichen Bauteilen zu erreichen, um präzises Fahren mit guter Fahrbahnrückmeldung zu gewährleisten.
Dazu gehört ein in zwei steifen Wälzlagern im Lenkgehäuse abgestütztes gehärtetes Ritzel aus hochlegiertem Stahl ebenso wie eine präzise geschliffene hochfeste Zahnstange, die zur Abstützung der Verzahnungskräfte von einem mit einer druckfesten Gleitfolie bestückten so genannten jochförmigen Druckstück aus Metall oder Kunststoff im Verzahnungsbereich geführt wird. Die gegenüber liegende Lagerstelle der Zahnstange am Zylinderende besteht aus einem metallischen Gleitlager, das die Zahnstange ringförmig umfasst. Übliche Zahnstangendurchmesser betragen je nach Fahrzeuggröße 22 bis 32 mm.
Das Handling eines Fahrzeugs wird erheblich von der zwischen Ritzel und Zahnstange gewählten Übersetzung beeinflusst. Sie legt den Hauptteil des Zusammenhangs zwischen Drehwinkel am Lenkrad und Schwenkwinkel der gelenkten Räder fest. In der Praxis legt man für jedes Fahrzeug ein individuelles Übersetzungsverhältnis für das Lenkgetriebe fest. Es trägt dem Charakter des Autos ebenso Rechnung wie der Fahrwerksgeometrie bzw. -kinematik. Je nach Fahrzeugtyp empfindet man ca. zwei bis drei Lenkradumdrehungen als komfortabelste Übersetzung zwischen beiden Lenkanschlägen.
Die geometrische Auslegung der Verzahnung Ritzel-Zahnstange stellt hohe Ansprüche. Im Falle eines Ausfalls der Servounterstützung muss die Verzahnung sehr hohe mechanische Kräfte übertragen, um die vom Gesetzgeber geforderten Notlenkeigenschaften abzudecken. Um mit Servounterstützung (Normalfall) beim Einparken aus der Mittelstellung nach 1 bis 1,5 Lenkradumdrehungen den Volleinschlag zu erreichen, dürfen auf dem Ritzel nur kleine Zähnezahlen (ca. 6–10) gewählt werden. Dieser Kompromiss lässt sich am besten mit Evolventverzahnungen erreichen, wobei die Ritzelzähne mit profilverschobenen Zahnflanken und Schrägverzahnung ausgelegt sind. Die Modulgröße liegt bei ca. 2 mm. Damit mechanische Stöße von der Fahrbahn schadlos verkraftet werden und die Zahnstange möglichst kippfrei – damit ist die Verdrehbewegung um die Längsachse gemeint – von der Ritzelverzahnung durchgeschoben wird, legt man Wert auf gute Überdeckungsgrade. Außerdem ist es wünschenswert, hohe Eindrehwirkungsgrade für ein sensibles Lenkgefühl und niedrige Rückdrehwirkungsgrade zur Dämpfung von Fahrbahnstößigkeit bei der Verzahnungsauslegung zu erreichen. Zur Optimierung dieser teilweise gegenläufigen Zielgrößen werden aufwendige Berechnungsmethoden bei der Verzahnungsauslegung eingesetzt.
Zur Komfortsteigerung bei Zahnstangen-Hydro-Lenkungen wurde bereits ab ca. 1980 eine variable Übersetzung als Sonderausstattung angeboten. Um die Handlichkeit sportlicher Fahrzeuge im Stadtverkehr und auf kurvenreichen Landstraßen zu verbessern, entwickelte man eine Evolventverzahnung deren Übersetzung im Mittenbereich eher etwas indirekter als bei konstanter Übersetzung gewählt wurde. Zu den Endanschlägen hin ist das Überset-

zungsverhältnis deutlich direkter. Damit erreicht man bei hohen Fahrgeschwindigkeiten ein weiches, nicht zu spontanes Anlenkverhalten aus der Mittellage heraus. Mit zunehmendem Lenkwinkel steigert sich der Radeinschlagwinkel progressiv, so dass schon mit 1 bis 1,5 Lenkradumdrehungen aus der Lenkungsmitte der volle Radeinschlag erreicht ist (**Bild 3-91**).

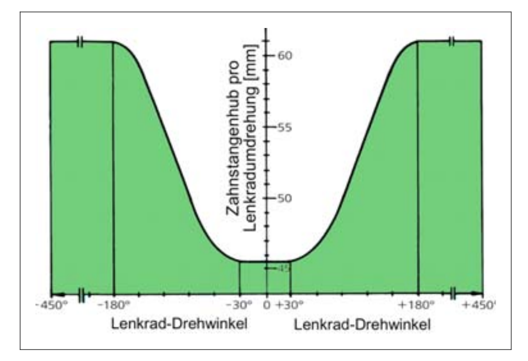


Bild 3-91: Übersetzungsverlauf bei variabler Übersetzung einer Servolenkung

Ein so ausgerüstetes Fahrzeug zeigt beim Fahren eine eindrucksvolle Agilität. Technisch erreicht wird dies über ein Lenkritzel mit Standard-Evolventverzahnung kombiniert mit einer besonders gestalteten variablen Zahnstangen-Evolventverzahnung. Sie verändert vom Verzahnungsmittenbereich sowohl Eingriffswinkel als auch Teilung und Schrägungswinkel in Richtung Endanschläge. Durch Wandern des Ritzel-Wälzkreises vom Zahnfuß bei Mittelstellung der Zahnstange in Richtung Zahnkopf beim Endanschlag ist der Hub der Zahnstange pro Ritzelumdrehung im Endanschlagbereich größer als im Mittelbereich und somit die Übersetzung direkter.

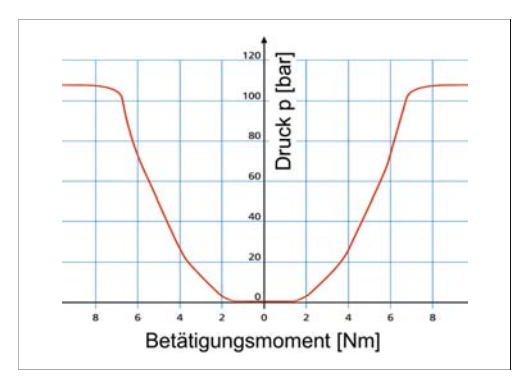


Bild 3-92: Standard-Ventilkennlinie

Die Dosierung der Servounterstützung steuert der Fahrer über das mit der Lenkungs-Eingangswelle, dem Drehschieber, direkt verbundene Lenkventil wie bereits beschrieben. Die so genannte Ventilkennlinie oder Lenkcharakteristik stellt den grafischen Zusammenhang zwischen dem angesteuerten Servodruck und dem dazugehörenden Lenkmoment dar.
Das Lenkmoment wird vom Ventil-Drehstab bestimmt, dessen Verdrehwinkel bzw. Torsionsmoment in direktem linearem Zusammenhang mit dem Lenkwiderstand am Rad steht. Entsprechend der Auswahl des Drehstabdurchmessers und der Steuerfasengeometrie an den Steuerspalten von Drehschieber und Steuerbuchse kann der Verlauf der Ventilkennlinie dem Sollcharakter des Fahrzeugs angepasst werden (**Bild 3-92**). Das Lenkventil der Servotronic®-Lenkung basiert ebenfalls auf einem Drehschieberventil wie beschrieben. Die zusätzliche Rückwirkeinrichtung, räumlich hinter dem Drehschieberventil angeordnet, enthält einen hydraulisch beaufschlagbaren Rückwirkkolben, der über eine Kugellängsführung verdrehfest jedoch längsbeweglich mit dem Drehschieber in Verbindung steht. Entsprechend der fahrgeschwindigkeitsabhängig unterschiedlichen Blendenöffnung des elektrohydraulischen Wandlers in Verbindung mit ventilseitigen Festblenden wird ein variabler Rückwirkdruck erzeugt (**Bild 3-93**).

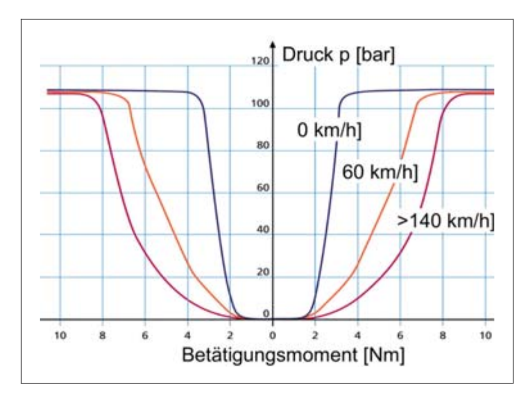


Bild 3-93: Servotronic®-Ventilkennlinie

Möchte nun der Fahrer die gelenkten Räder bei höherem Lenkwiderstand wie z.B. beim Parkieren einschlagen, muss er die Ventileingangswelle gegen den Torsionswiderstand des Ventildrehstabs und die vergleichsweise geringe Zentrierkraft einer Schraubenfeder solange verstellen, bis die angesteuerte Servounterstützung den jeweils vorliegenden Lenkwiderstand überwindet. Beim Einparken sind die Ventilansteuerwege und damit die Lenkmomente sehr gering, so dass eine schmale Parkierkennlinie erzeugt wird.
Beim Fahren mit mittlerer Geschwindigkeit müssen beim Anlenken des Ventils nicht nur die Drehstab- und Zentrierfederwiderstände überwunden werden

sondern auch der durch den angesteuerten mittleren Rückwirkdruck entstehende zusätzliche Widerstand in der Zentrierkalotte. Damit wird eine breitere Ventilkennlinie in der Darstellung „Servodruck über Lenkmoment“ erzeugt.
Fahren mit hoher Geschwindigkeit bedeutet einen nochmals höher druckbeaufschlagten Rückwirkkolben, folgerichtig noch mehr Anlenkkraft und somit eine noch breitere so genannte Schnellfahrkennlinie.
Begrenzt wird das überlagerte Anlenkmoment mittels Rückwirkdruck durch ein „Abschneidventil“. Es limitiert den Rückwirkdruck so, dass er ab einem festgelegten Grenzmoment nicht mehr steigt. Dafür sorgt das im Ventilgehäuse integrierte „Abschneidventil“, das als Druckbegrenzungsventil arbeitet.
Je höher das Druckniveau hydraulischer Servolenkungen liegt, desto kompakter, leichter und einbaufreundlicher lassen sich die Lenkgehäuse bzw. Servozylinder gestalten. Jedoch setzen Dichtringkonzepte, Pumpenkonstruktion, Druckschlauchaufbau, Ventilkonstruktion, Zylinderwerkstoff sowie das Geräuschverhalten des Systems Grenzen. Wirtschaftliche Lösungen lassen heute im Pkw Arbeitsdruckniveaus von bis zu 130 bar zu.
Ab 1970 gab es zwar einige Serienanwendungen (z.B. bei Audi 100) mit 150 bar. Aus Kosten- und Zuverlässigkeitsgründen wurde dieses Konzept nicht fortgeführt.
Ein Schlüsselthema bei hydraulischen Lenkungen ist die Dichtheit. Es wird zwischen interner und externer Leckage unterschieden. Interne Leckage führt zu unerwünschten Energieverlusten während externe Leckage immer den Aggregateaustausch erzwingt. Vor diesem Hintergrund werden bei Abdichtungen nach außen speziell für Lenkungsanwendungen entwickelte Elastomerdichtungen verwendet. Bei den Einsatzbedingungen für Lenkanlagen in allen Klimazonen der Erde (–40 °C und +150 °C) und dem Anspruch der Wartungsfreiheit über eine gesamte Fahrzeuglebensdauer (15 bis 20 Jahre!) werden an diese Dichtungen höchste Anforderungen gestellt.
Während statische Abdichtungen für Druckniveaus zwischen 1 bar Unterdruck und Betriebsdrücken bis 130 bar (plus Druckspitzen bis über 200 bar) mit Elastomer-Rundschnurdichtringen gesichert werden, sind für die Abdichtung von drehenden Bauteilen, wie z.B. die Eingangswelle, so genannte Wellendichtringe mit beweglicher Dichtlippe (**Bild 3-94**) eingesetzt. Die zylinderseitige Abdichtung der längsbeweglichen Zahnstange erfolgt über spezielle „Stangendichtringe“ (**Bild 3-95**). Sie müssen einerseits recht abriebfest, robust gegen Fremdkörper und eine hohe Dichtlippenflexibilität zum Ausgleich der Zahnstangenquerbewegung infolge Durchbiegung aufweisen. Andererseits sollten sie sehr reibungsarm sein, um in drucklosem Zustand einen akzeptablen automatischen Lenkungsrücklauf bis zur Lenkungsmitte sicherzustellen.

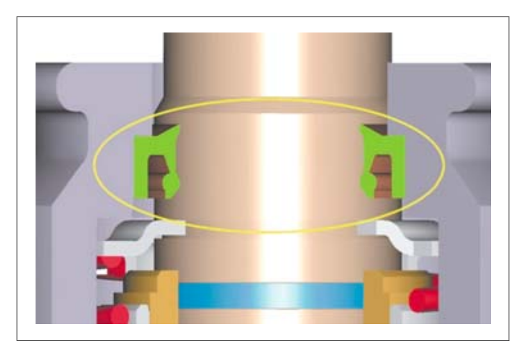


Bild 3-94: Wellendichtring zur Abdichtung drehender Bauteile

Die Dichtringausführung für Wellendichtring und Stangendichtring sieht für den Laien identisch aus. Infolge völlig unterschiedlicher Anforderungen unterscheiden sie sich aber im Detail, sind gegenseitig keinesfalls austauschbar und sogar herstellerspezifisch in Konstruktionsmerkmalen verschieden. Mit diesen Bauteilen über Jahre große Stückzahlen mit gleich bleibender Qualität zu liefern, gehört nach wie vor zur Herausforderung der Hydrolenkungsfertigung.

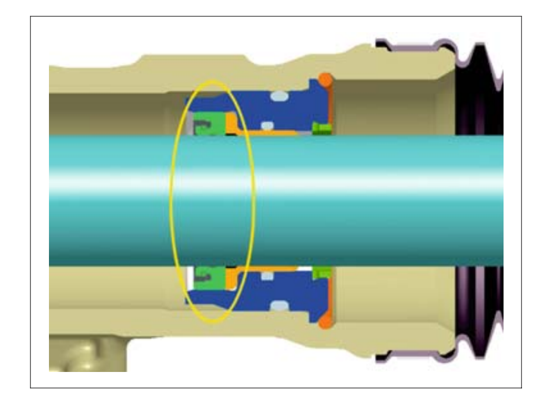


Bild 3-95: Dichtring zur Zahnstangenabdichtung

Interne Abdichtstellen dürfen zwar je nach Betriebszustand des Aggregats geringe Leckage haben. Sie sollte sich aber über die Lebensdauer infolge Verschleißes nicht nennenswert verschlechtern. Ventilbauteile wie Steuerbuchse und Drehschieber werden gegeneinander mittels metallischer Abdichtung durch hochgenau geschliffene zylindrische Außen- bzw. Innendurchmesser abgedichtet. Abweichungen von der Rundheit sowie Zylindrizität und Spaltgröße dürfen dabei nur wenige µm betragen. Entsprechend hoch sind auch die Anforderungen an die Oberflächenqualität (Rauigkeit) dieser Bauteile.
Andere Dichtstellen an dreh- oder längsbeweglichen Bauteilen wie z.B. Steuerbuchse oder Arbeitskolben

werden mit PTFE-Dichtringen abgedichtet. Um ausreichend Druck-, Temperatur- und Verschleißfestigkeit zu erhalten, sind sie mit unterschiedlichen Füllstoffen wie Glasfasern, Kohle oder Metalloxyden versehen. Werden bei allen unterschiedlichen Betriebszuständen niedrige interne Leckageraten gefordert, stützt man die gewöhnlich rechteckig profilierten PTFE-Dichtringe am Innendurchmesser mit einem Rundschnurdichtring ab. Entsprechend der Maße des Dichtringnutgrundes kann so eine gewünschte Dichtringvorspannung erzeugt werden.
An den beiden längsseitigen Enden des Lenkgehäuses im Bereich der Anschlüsse von linker und rechter Spurstange sind Faltenbälge montiert, die die Spurstangenaxialgelenke und die Zahnstangen-Endbereiche vor Schmutz und Feuchtigkeit schützen. Diese Bälge aus Elastomeren wie z.B. Nitrilkautschuk, Polyurethan, Santoprene, Hytrel usw. sind ebenfalls hochbelastete Dichtelemente mit anspruchsvollem Lastenheft. Unter allen Betriebsbedingungen müssen sie hermetisch abdichten, äußerst flexibel und formstabil gegenüber Unter- oder Überdruck im Innenbereich sein. Zusätzlich müssen sie gegen Beschädigung durch Steinschlag oder Witterungseinflüsse schützen.
Die optimale konstruktive Auslegung der Falten wie Form, Höhe, Dicke und Anzahl erfordert sehr viel Fachkenntniss, da alle Balganforderungen bei jeder beliebigen Hubposition der Zahnstange zwischen den Anschlägen erfüllt werden müssen. Kritisch ist auch der Dichtsitz des Balges auf dem Spurstangenschaft. Trotz luftdichter Abdichtung des Balgraumes am Spurstangenschaft muss bei der Fahrzeugendmontage mit eingebautem Lenkgetriebe eine Spureinstellung möglich sein. Diese Einstellung erfolgt durch Drehung des Spurstangenschaftes gegenüber dem feststehenden, am Lenkgehäuse befestigten Faltenbalg. Dabei darf er weder verdrillt noch undicht werden.

3.4.3 Spurstangen

Die Zahnstange der Lenkung wird mit Hilfe der Spurstangen mit den Radträgern verbunden um die Lenkbefehle des Fahrers zu den Rädern weiterzuleiten. Kinematisch gesehen handelt es sich um Schubkurbelgetriebe mit der Zahnstange als Schubglied und mit dem Radträger als Drehglied. Die Spurstange bildet dann das Koppelglied (**Bild 3-96**). Da aber das Rad parallel zur Lenkachse auch federt, führt das Getriebe eine räumliche Bewegung durch. Deswegen braucht man an den Enden der Spurstangen Kugelgelenke statt Drehlager. Die Kugelgelenke sind so angeordnet, dass die größte Drehung um die Kugelachse stattfindet. Deshalb hat die Zahnstangenseite immer ein Axialkugelgelenk und die Radträgerseite ein Winkelkugelgelenk. Die räumliche Schwenkbewegungen der Kugelgelenke liegen im Bereich von ±30° [30].

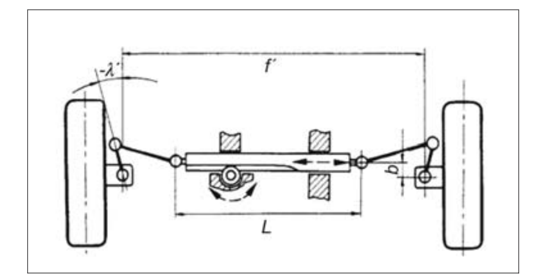


Bild 3-96: Kinematik der Zahnstangenlenkung

Die Verbindung der beiden Kugelgelenke sollte gerade verlaufen, damit an der Spurstange keine Biegung entsteht. Dies reduziert den notwendigen Stangenquerschnitt und sorgt für eine sehr steife Verbindung. Es ist jedoch wegen den anderen Lenkern, Seitenwellen und der Felgenkontur nicht immer zu realisieren. Der gebogene Lenker ist schwerer und teuerer.
Wichtig für die Spurstangen ist die Längenverstellung im Bereich von ±15 mm, um die Vorspur an den beiden Rädern feinfühlig einzustellen. Deshalb bestehen die Spurstangen immer aus zwei Teilen, die durch ein Verstellgewinde miteinander verbunden sind (**Bild 3-97**).

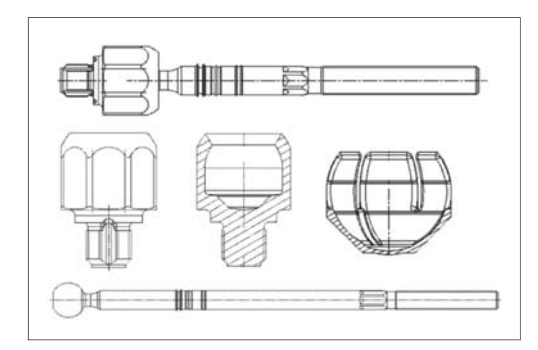


Bild 3-97: Aufbau eines Axialgelenks

Eine weitere Anforderung ist bei einem Crash die gezielte Verformung der Stange oder des Kugelzapfens, damit die Spurstange die Verschiebung der Frontteile nicht beeinträchtigt. Das gezielte Verbiegen schützt außerdem bei einem Unfall die anderen teueren Bauteile der Lenkung. Eine verbogene Spurstange bemerkt der Fahrer sofort durch eine Schiefstellung des Lenkrads und schlechtes Geradeausfahren des Autos. Die Knicklast ist natürlich deutlich höher als die größte Betriebslast, nämlich die Bordsteinbelastung. Die extremen Axialkräfte, wenn z.B. ein direkt am Bordstein geparktes Auto im Stand gelenkt wird, können bis auf ±25 kN steigen [31].
Das innere Axialkugelgelenk besteht aus einem kaltfließgepressten Gehäuse mit bodenseitigem Gewindezapfen, aus einem Kugelzapfen mit Schaft und aus

einer Kunststoffkugelschale mit Synthetikfett dazwischen. Mechanisch bearbeitet wird nur die Kugeloberfläche und der Halsbereich des Kugelzapfens. Alle Einzelteile werden wie geliefert zusammenmontiert und die Gehäuseöffnung unter hoher Last plastisch soweit verformt, dass die Kugel bis 40 kN nicht herausgezogen werden kann aber trotzdem die Kippmomente des Kugelgelenkes nicht über 3,5 Nm liegen. Dies wird sichergestellt durch weg- und kraftgesteuertes, feinfühliges Schließen der Öffnung. Das Gelenk darf aber auch kein freies Spiel aufweisen, d.h., eine bestimmte Vorspannung, die ein Kippmoment von min. 0,5 Nm erzeugt, ist notwendig. Deshalb werden die Gelenke nach dem Verschließen generell gemessen. Ist das Kippmoment zu niedrig, wird nachgepresst, ist es höher, wird durch Tempern das Kippmoment reduziert.

Die Schwankungen im Kippmoment können reduziert werden, wenn das Gehäuse zweiteilig gestaltet ist. Dann wird der Zusammenbau mit einer geregelten Axialkraft zusammengehalten (Regelkreis Kippmoment → Axialkraft) und die beiden Gehäuseteile mit einer Laserwurzelschweißung zusammengeschweißt.

Um die Spielfreiheit auch nach langem Einsatz zu sichern, wird zwischen Schale und Gehäuse zusätzlich ein Gummiring eingelegt. Das Gehäuse hat an der Außenfläche Schlüsselflächen, am Boden und entlang der Gewindezapfen für spezielle Anwendungen Entlüftungsrillen.

Wenn die Zahnstange eine durchgängige Bohrung im Kern besitzt, wird die Luft in den Faltenbalgräumen beim Lenken von einer Seite zur anderen geschoben, damit weder Unter- noch Überdruck entsteht.

Gängige Kugeldurchmesser sind 26, 29 und 32 mm, der maximale Gesamtkippwinkel beträgt 68°. Der Schaft des Axialgelenkes hat meist mehrere umlaufende Rillen, um den Balg zu positionieren, eine 6-Kant-Schlüsselfläche und ein Gewinde am Ende (M 14 oder M 16 × 1,5, 75 mm lang), um die Spureinstellung zu ermöglichen.

Das äußere Ende der Spurstange bildet ein Winkelkugelgelenk, das senkrecht zur Spurstange angeordnet ist (**Bild 3-98**). Das Gehäuse ist ein Schmiede- oder Kaltfließpressteil mit einer Aufnahme für den Kugelzapfen und einem Innengewinde, in das der Schaft des Axialgelenkes eingeschraubt wird.

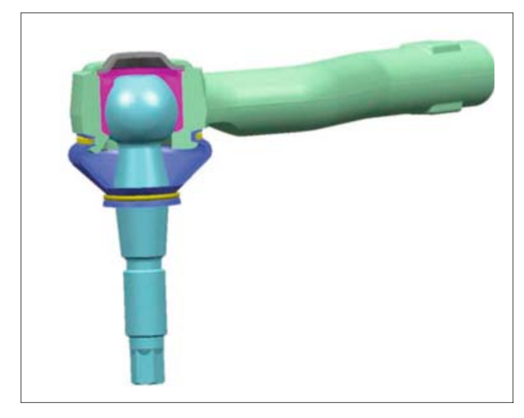


Bild 3-98: Aufbau eines Winkel-(Radial-)gelenks



Bild 3-99: Winkelgelenk Gehäuseausführungen: ohne Versatz (oben links), Axialversatz (oben Mitte), Radialversatz (oben rechts), Bogenversatz (unten links), Doppelbogenversatz (unten rechts)

Die einfachste Lösung ist, wenn die Mittellinie des Gewindes durch die Kugelmitte verläuft. Da dies aber wegen den Einbaueinschränkungen nicht immer möglich ist, wird ein Versatz in einer oder in beiden Achsrichtungen zugelassen (**Bild 3-99**). Auch der Verlauf der Gehäuse, der im Idealfall gerade ist, kann in Ausnahmefällen gebogen ausgelegt und die dadurch entstehenden Biegemomente in Kauf genommen werden. Hier ist die Auswahl des Querschnitts (in der Regel T-Form) von Bedeutung, damit die Spannungen entlang des Gehäuseschaftes etwa gleich sind. Um Gewicht zu sparen wird das Gehäuse aus Aluminium geschmiedet und T6-vergütet, was jedoch die Kosten deutlich erhöht. Ist der Radträger aus Aluminium, dann ist es notwendig eine zusätzliche Kegelscheibe einzusetzen, um die Flächenpressung zum Radträger hin zu reduzieren.
Das Winkelgelenk hat außerdem einen Kugelzapfen, eine Kunststoffschale und einen Verschlussdeckel um das Gelenk zu verschließen. Der Zapfen wird durch einen Gummibalg gegen Schmutz und Feuchtigkeit geschützt.
Als Verbindungszapfen wird ein Kegelzapfen mit Gewinde empfohlen. Es gibt aber häufig – besonders wenn die Einbaulänge sehr kurz gehalten werden muss – die Ausführung mit einem Zylinderschaft und Querverschraubung zum Befestigen (**Bild 3-100**). Der Schlitz am Radträger wirkt jedoch negativ auf die Korrosion des Schaftes, deshalb braucht diese Ausführung eine besondere Beschichtung des Kugelzapfens (Nitrocarburieren). Es ist auch wichtig darauf zu achten, das Gelenk möglichst mit dem Zapfen nach unten anzuordnen, damit Wasser und Schmutz die Balgdichtung nicht zusätzlich belasten.

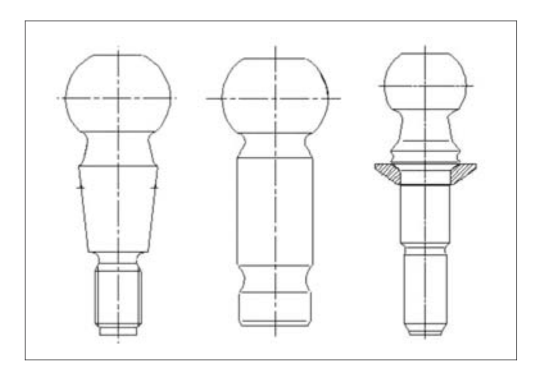


Bild 3-100: Winkelgelenk Zapfenausführungen

Für das Winkelgelenk sind die Kugeldurchmesser 22, 25, 27 mm üblich. Der räumliche Gesamtausschlagwinkel kann bis zu 50° betragen. Wird in einer Kipprichtung ein größerer Winkel notwendig, wird die Gehäuseöffnung oval gestaltet, um in einer Richtung bis zu 60° zu erreichen (in Querrichtung dazu nur 30°). Der übliche zulässige Temperaturbereich ist –40 bis +85 °C. Treten höhere Temperaturen oder Kräfte auf, wird die Kugelschale (übrigens das schwächste Teil jedes Kugelgelenkes) statt aus POM, aus PEEK hergestellt. PEEK kann 20 % höhere Belastungen und Temperaturen bis zu 120 °C aushalten. Nicht nur wegen deutlich höheren Kosten für PEEK-Material gegenüber POM, auch wegen der Gehäusetoleranzen, die deutlich enger sein müssen, und schließlich wegen eines speziellen für PEEK geeigneten Synthetikfettes, liegen die Kosten der PEEK-Kugelgelenke deutlich höher.
Es sind oft hochfrequente Schwingungen, die über die Spurstange bis zum Lenkrad weiter geleitet werden. Diese lassen sich isolieren, wenn eine Gummilagerung im Axialgelenkgehäuse integriert wird. Zwei patentierte Lösungen dazu zeigt **Bild 3-101**. Man muss jedoch darauf achten, dass das zur Dämpfung eingelegte Gummilager vom Gehäuse gut umschlossen wird, um unter hoher Last trotz Dämpfungswirkung noch ausreichend Steifigkeit aufzubauen. Ist dies nicht der Fall, leidet die Lenkpräzision darunter.

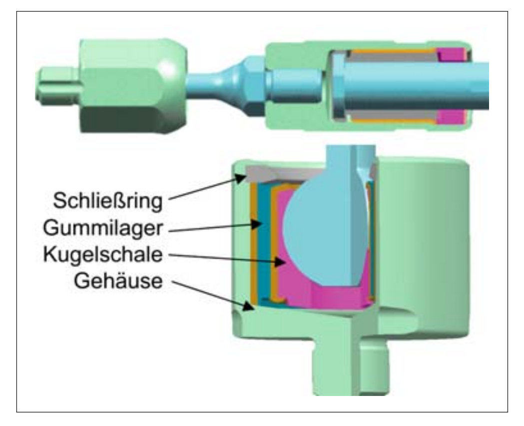


Bild 3-101: Axialgelenke mit Gummilager

3.4.4 Lenkstrang und Lenksäule

3.4.4.1 Komponenten und Funktionseinheiten

Der Lenkstrang verbindet Lenkrad und Lenkgetriebe durch vom Gesetzgeber geforderte mechanisch formschlüssige Verbindungselemente wie Lenkwellen, Kreuzgelenke, elastische Kupplungen, Teleskop- und Kollapssysteme und sorgt für die präzise und verlustfreie Übertragung von Lenkwinkeln und -momenten.
Das *Kreuzgelenk* besteht aus je 2 Gelenkgabeln und einem darin eingeknöpften Gelenkkreuz, das in 4 Nadellagern abgedichtet um die beiden Kreuzachsen schwenken kann. Die Kreuze sind einsatzgehärtet und im Lagersitz geschliffen. Die axiale Spielfreiheit der Kreuze wird durch stirnseitigen Kontakt zum federnden Nadelbüchsenboden sichergestellt. Aufgrund gekapselter Motorräume und Nähe zu Katalysatoren kommen vermehrt Hochtemperaturfette und Hoch-

temperaturdichtungen zum Einsatz. Kreuzgelenke ermöglichen den mehrfach gebeugten Verlauf des Lenkstranges im Fahrzeug. Das Kreuzgelenk erzeugt jedoch in gebeugter Anordnung unter Rotation ungleichförmige, sinusähnliche Schwankungen in der Lenkwinkel- und Lenkmomentenübertragung.

Mehrere Kreuzgelenke können in kompensierender Anordnung verbunden werden, um diesen Fehler zu eliminieren oder wenigstens zu minimieren. Ein Restfehler, teilweise bewusst erzeugt, wird durch geeignete Position der Kreuzgelenke auf die Geradeausstellung symetriert und für die Unterstützung des Zentriereffekts genutzt. Sind unzulässige Restfehler in einem Lenkstrang ermittelt (Allradfahrzeuge oder Links/Rechts-Lenkerstandardisierung), werden gleichlaufende Doppelkreuzgelenke mit Mittenzentrierung eingesetzt.

Die *elastische Kupplung* entkoppelt und dämpft mittels Gummischeibe oder Gummihülsenelement Schwingungen und Geräusche des Fahrwerks und der Lenkung, die unangenehme Reaktionen im Lenkrad hervorrufen würden. Während Gummihülsenelemente kardanisch und axial steif bauen, sind Gummischeibenausführungen kardanisch und axial weich und können für kleine Winkel bis ca. 10° auch die Funktion einen Kreuzgelenkes übernehmen. Die axiale Weichheit kann auch zum Dämpfen und Entkoppeln axialer Stöße aus dem Fahrwerk genutzt werden. Wird eine Gelenkscheibe zwischen 2 Kreuzgelenken angeordnet, muss diese aufgrund der kardanischen Unbestimmtheit mit einer Mittenzentrierung versehen sein. Kreuzgelenke und Gummielemente weisen Anschlussprofile mit Kerbverzahnung, Dreikant oder Zweiflach auf, die als Presssitz oder Klemmverbindung mit Klemmschraube die Verbindung zur Lenkwelle sichern.

Die *Lenkzwischenwelle*, der untere Teil der Lenksäule, wird durch die Spritzwanddichtung von der Fahrgastzelle zum Vorderwagen/Motorraum geführt. In die Spritzwanddichtung ist hierzu eine Labyrinth-Gleitlagerung eingeknöpft, die bei relativ geringer Reibung wind-, wasser- und geräuschdicht Motorraum und Fahrgastraum trennt. Die Spritzwanddichtung ist doppelwandig ausgeführt und häufig aus hochtemperaturfestem Material (**Bild 3-102**).

Teleskopsysteme ermöglichen die axiale Lenkradverstellung und Teleskop-/Kollapssysteme das Kollabieren des Stranges zum Schutze des Fahrers bei einem Fahrzeugcrash. Sofern es die Umgebungstemperaturen und Lenkmomente zulassen, werden Teleskop-/Kollapssysteme mit Polygon-Wellen- und Rohrprofilen (Verzahnungen, Zweiflach, Dreikant, Vierflach etc.) und Kunststoffbeschichtungen oder -hülsen ausgelegt. Bei höheren Temperaturanforderungen bzw. höheren Momentenanforderungen (Elektrolenkung mit Lenksäulenantrieb!) kommen auch rein stahlbasierte Systeme mit z.B. aufwendigen Kugellinearführungen zum Einsatz. Während Schiebesysteme mit Kräften 0 bis ca. 80 N arbeiten, intrudieren Kollapssysteme zwischen etwa 1000 bis 8000 N. Eine beispielhafte Klemmeinrichtung zeigt **Bild 3-103**.

Der Lenkstrang ist in der oberen Lenksäule kugelgelagert und zur Verstellung bzw. Positionierung des Lenkrades im Mantelrohr geführt.

Das *Mantelrohr* beinhaltet die Lenkverriegelung (Lenkschloss) und Insassenschutzeinrichtungen zur gezielten Energieabsorbtion beim Fahrzeugcrash. Außerdem nimmt das Mantelrohr das Schaltmodul und Verkleidungsteile auf und dient als Träger für elektromechanische Steller mit Momenten- oder Winkelvarianz. Am Mantelrohr wird auch der Kabelbaum des Schaltmoduls über Kabelkanäle fixiert.

Das klassische mechanische *Lenkschloss* direkt vor dem Lenkrad greift über Schließmechanik und Sperrbolzen in die Sperrhülse der Lenkwelle und blockiert die Lenkung in verriegelter Stellung.

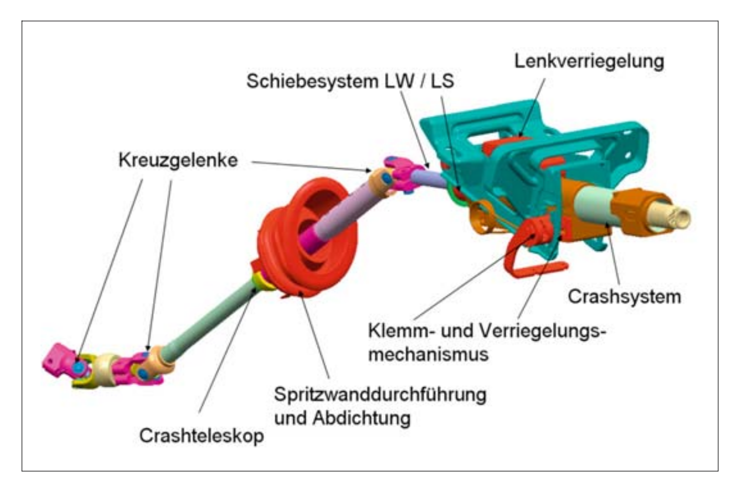


Bild 3-102:
Beispiel eines Lenkstranges mit mechanisch verstellbarer Lenksäule

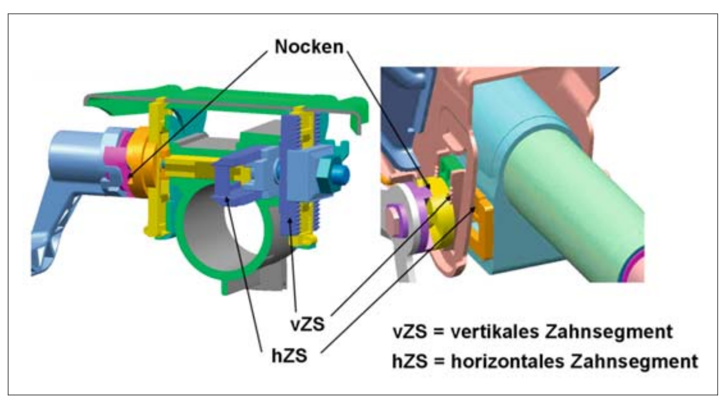


Bild 3-103: Klemmeinrichtung einer mechanisch verstellbaren Lenksäule

Die Sperrhülse ist mit Toleranzring auf der Lenkwelle befestigt, rutscht aber bei Überschreiten eines Momentes >100 Nm (Gesetzesvorschrift) auf der Welle durch, um Vorschädigungen am Lenksystem zu verhindern, die bei einem späteren Betrieb zum Ausfall führen könnten. Hat die Sperrhülse mehrere Raststellungen am Umfang, wird sie häufig als Sperrstern bezeichnet.
Das mechanische Lenkschloss wird jedoch nach und nach von einem elektrisch betätigten Lenkschloss verdrängt. Dessen mechanische Wirkung auf den Sperrstern und somit die Lenkung ist unverändert, rastet jedoch ohne direkte Betätigung des Fahrers elektrisch. Vorteile dieser Lösung sind die Einbeziehung der Funktion in den elektronischen Diebstahlschutz des Gesamtfahrzeugs, komfortabler schlüsselloser Betrieb über Start-/Stopp-Taster und Absicherung des Fahrzeugs mittels „*keyless entry/go*"-Funktion, sowie von der Reichweite des Fahrers unabhängige Positionierung der elektrischen Lenksäulenverriegelung für besseres Package und besseren Diebstahlschutz.
Die *Lenkungskonsole* fixiert das Mantelrohr bzw. den Lenkstrang durch Führungs- und Verstellmechanismen und stellt die Schnittstelle zu Fahrzeugkomponenten wie Modulquerträger (X-Beam), Pedalwerk, Stützstreben etc. dar. Das Mantelrohr nimmt weitere Aggregate im Cockpit auf oder stützt diese ab. Mantelrohr und Lenkungskonsole sind maßgeblich an der statischen und dynamischen Steifigkeit der Lenksäule beteiligt und deren Auslegung ist zwingend mittels FEM (Finite Elemente Methode) berechnet.
Bezüglich der dynamischen Festigkeit ist die radiale Eigenfrequenz der Lenksäule im Fahrzeug von hoher Bedeutung, da Anregungen des Motors (besonders Leerlaufdrehzahl bei Dieselmotoren) und Radunwuchten zu unangenehmen Resonanzen im auskragenden Lenkrad führen können. Das Lenkrad und die Lenksäule stellen mit dem gesamten Cockpit, über den Modulquerträger mit den A-Säulen der Karosse verbunden, eine große Schwingungsmasse, aber mit vergleichsweise geringer dynamischer Steifigkeit dar.

Führungs-, Verstell- und Verriegelungsmechanismen sichern die Stabilität im Betriebs- und Crashfall ab. Reibschlüssige Klemmung und gleichzeitig formschlüssige Verriegelungen sorgen für die komfortable und gesicherte Positionierung der Lenksäule.
Weitere Komfortsteigerungen sind mit aktiven Lenksäulen bzw. Lenkradverstellungen möglich. Mit Elektromotor, Getriebe und Kupplung werden die beiden Verstellrichtungen abgefahren und mittels Sensorik im Verstellfeld, als auch in den Soft-Stop-Endanschlägen positioniert. Sensiert wird die Lenksäule per Linearpotentiometer, „*ripple counter*" oder besser klassischer Hall-Sensoren. Hierbei sind Funktionen wie „*easy entry*" (Lenksäule verfährt zum vereinfachten Aussteigen in die oberste Stellung), „*pre safe*" (Lenksäule verfährt in die Crash optimale Position), „*memory*" (Lenksäule verfährt in die vom Fahrer gespeicherte Position) und Diagnosespeicher möglich.
Eine aufwändigere Ansteuerung des Verstellmotors ermöglichen Verstellungen mit weichen Starts und Stopps, geregelten Geschwindigkeiten und optimiertem Geräuschverhalten des Elektroantriebs.
Sofern die aktive Lenksäule nicht über ein zentrales Fahrzeug-Steuergerät angesteuert wird, kommt ein lokales an die Lenksäule gekoppeltes Steuergerät mit deutlicher Reduzierung der Versorgungs- und Steuerleitungen zur Anwendung (**Bild 3-104**).

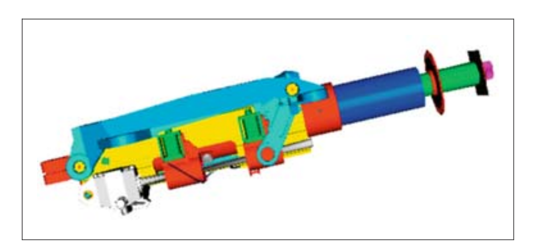


Bild 3-104: Elektromotorisch verstellbare Lenksäule

3.4.4.2 Auslegung und Erprobung

Eine Lenksäule wird in 3D-CAD-Systemen konstruiert, berechnet, simuliert und im 3D-Aufbau auf ihre geforderte Funktion abgeprüft. Hierbei spielen Packageanalysen eine zentrale Rolle, um den Einbau und modularen Aufbau über komplette Fahrzeugplattformen hinweg sicherzustellen.
Aufbauend auf packageerfüllenden Konzepten finden Kinematikuntersuchungen der rotierenden und teleskopierenden Umfänge, FEM-Analysen zur statischen und dynamischen Festigkeit inklusive Schwingungsverhalten, kinetische Berechnungen des Lenkstranges und Crashsimulationen bzw. DOE (*design of experiment*) statt. Begleitet werden diese Untersuchungen durch Prototypenerprobungsphasen und münden in die Beschaffung für Serienwerkzeuge.
Ziel hierbei ist es, mit einer Basislenksäule und optionalen An- und Umbauteilen den Fahrzeughersteller vom kleinsten bis zum größten Auto zu bedienen, um Entwicklungs-, Invest-, Logistik- und Produktionskosten zu optimieren und Entwicklungszeiten trotz steigender Fahrzeugapplikationen zu verkürzen. Mit Komponenten aus Serienwerkzeugen finden die Validierung und das Feintuning statt.
Da Lenkstränge aufgrund ihrer Funktion wie das Lenkgetriebe zu den sicherheitsrelevanten Komponenten im Fahrzeug gehören, liegt ein besonderer Anspruch in der Betriebsfestigkeit von Komponenten und deren Verbindungsstellen. Hierzu werden Design-, System- und Prozess-FMEAs erstellt und deren Absicherungsmaßnahmen in den Fertigungsdokumenten speziell gekennzeichnet, regelmäßig überprüft und dokumentiert.

3.4.4.3 Crashanforderungen und Energieverzehrmechanismen

Die internationale Gesetzgebung definiert unterschiedliche Crash-Testszenarien zur Homologation von Neufahrzeugen. Beispiele sind: Europa ECE12, ECE R94/96/79/ EC, US FMVSS 203/204/208, Australien ADR10/ 69/73, Japan Article 18 usw.
Unabhängige Verbraucherschutzorganisationen im In- und Ausland fordern darüber hinaus weitere Crash-Testszenarien und testen und vergleichen Fahrzeuge öffentlich. Beispiele dafür sind: EURO-NCAP, US-NCAP, JNCAP, AMS, ADAC, IIHS (**Bild 3-105**).
Fahrzeughersteller definieren zusätzliche hausinterne Anforderungen für Komponententests (z.B. Sled-Test, Drop-Test, Body-Block-Test).
Vorgenannte Anforderungen unterliegen zum Schutz der Fahrzeuginsassen und Fußgänger regelmäßigen Änderungen mit der Folge erhöhter Forderungen.

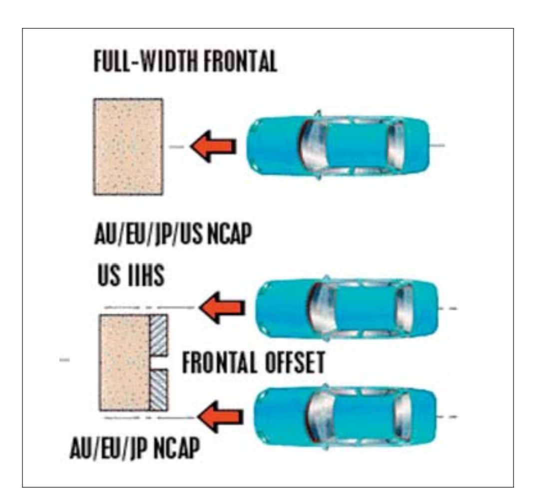


Bild 3-105: Prinzipdarstellung unterschiedlicher Crashtestszenarien

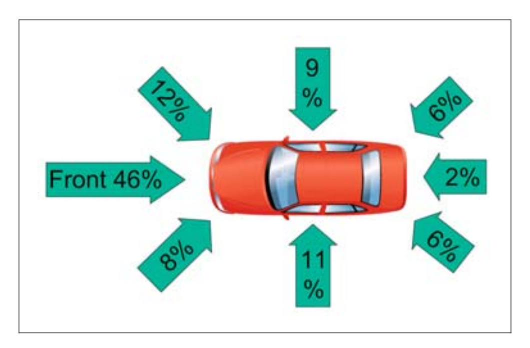


Bild 3-106: Beispiel eines Crash-Anforderungsprofils

Ein weltweit vermarktetes Fahrzeug muss somit allen, teilweise konfliktbasierten Anforderungen aus unterschiedlichen Testkonfigurationen gerecht werden wie z.B. *offset* versus *fullsize*, angeschnallt versus nicht angeschnallt, mit/ohne Knieairbag, 20 miles/h bis 64 km/h, 5 % percentile adult female versus 50 % percentile adult male, um nur wenige Parameter zu nennen.
Bezogen auf das Fahrer-Rückhaltesystem und die damit verbundenen wesentlichen Komponenten wie Gurt, Gurtstraffer, Gurtkraftbegrenzer, Fahrerairbag, energieabsorbierende Lenksäule, kollabierende Lenkzwischenwelle, Kniefänger, Knieairbag und deren Crashparameter folgen zahlreiche Abstimmungsrunden und Optimierungsschleifen zur Absicherung aller Anforderungen.
Das Rückhaltesystem wird heute gesamtheitlich simuliert, in Teilsystemen erprobt, verifiziert (Fallturm, Schlitten) und im Gesamtsystem Fahrzeug validiert. Die Zeit eines Frontalcrashs ist auf ca. 150 ms begrenzt und beinhaltet 8 signifikante Phasen (**Bild 3-107**):

1. nach ca. 15 ms: Zündung des Airbags und Gurtstraffers,
2. nach ca. 30 ms: Airbag entfaltet sich,
3. nach ca. 45 ms: Airbag komplett entfaltet bzw. aufgeblasen,
4. nach ca. 50 ms: Airbagöffnungen kontrollieren den Druck im Airbag,
5. nach ca. 60 ms: Dummykopf prallt auf Airbag,
6. nach ca. 70 ms: Gurtkraftbegrenzer wirkt und verhindert mögliche Rippenbrüche,
7. nach ca. 70 bis 120 ms: Lenksäule, Airbag und Gurtkraftbegrenzer fangen den Dummy ab,
8. nach ca. 120 bis 150 ms: Fahrer fällt in den Sitz zurück.

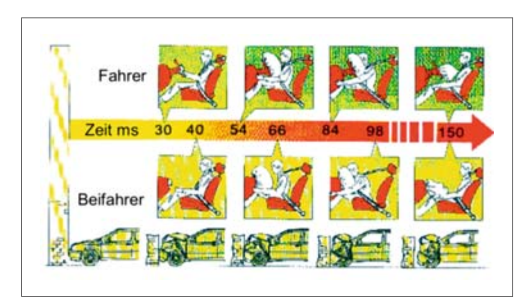


Bild 3-107: Zeitliche Abläufe eines Frontalcrashs

Wichtig bei der Gestaltung und Auslegung des Lenkstranges ist die weitestgehende Entkopplung zwischen Lenkgetrieberückverlagerung (Phase 1 bis max. 5) und freiem, unbehindertem Lauf (Vorverlagerung) des Lenkrades zur Energieabsorbtion (Phase 6 und 7). Hierzu muss die Lenkzwischenwelle die Rückverlagerung des Lenkgetriebes durch Kollabieren ermöglichen und die obere Lenksäule die hierfür erforderliche Gegenkraft ohne Rückverlagerung der Lenksäule halten. Weiterhin dürfen die durch das Kollabieren der Lenkzwischenwelle in Phase 5 eingefrorenen neuen Bedingungen (neue Position, Vorlasten, Torsionsmomente etc.) keinen Einfluss auf die Start- und Laufbedingungen der Lenksäule haben.
In den Phasen 6 und 7 unterstützt die Lenksäule den Airbag und schafft durch ihr energieabsorbierendes Verhalten zusätzlichen Überlebensraum des im Airbag verzögerten Fahrers. Airbag und Lenksäule arbeiten somit zeitweise seriell und müssen in ihrem Kraft-Wegverhalten genau aufeinander abgestimmt sein.
Die Crashversuche werden je nach Gesetzgebung mit verschiedenen Dummys durchgeführt, an denen aufwendige Messtechnik Belastungen wie Beschleunigungen, Kräfte und Wege auf Kopf, Genick, Brust, Becken, Extremitäten etc. erfasst. Im Vergleich zu den gesetzlich geforderten Grenzwerten geben diese Messungen Aufschluss über die Güte des Rückhaltesystems bzw. der kompletten Fahrzeuge.

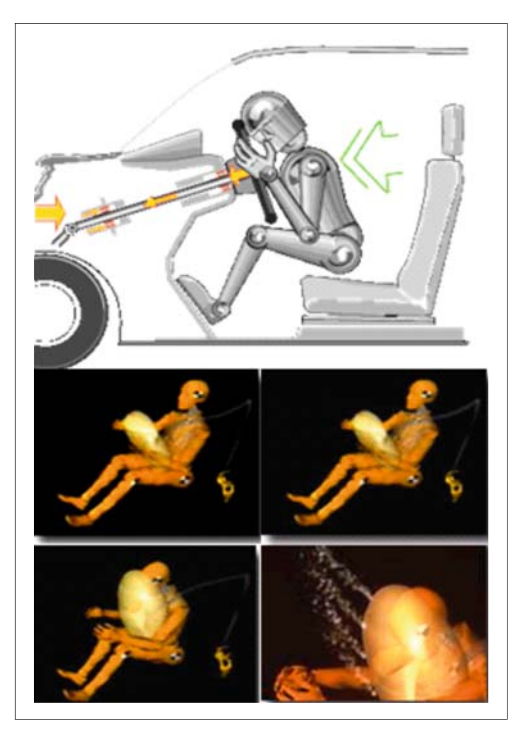


Bild 3-108: Fotos von den ersten 4 Crashphasen mit einem Dummy

Während eine Lenksäulenverstellung als Komfortmerkmal einfach und leichtgängig funktionieren soll, verlangt der Crash nach unbedingter Positionsbeibehaltung vertikal und axial. Eine z.B reibungsgeklemmte Lenksäulenverriegelung kann diese Forderung nicht funktionssicher leisten; formschlüssige Verriegelungen mit z.B. Zahnleisten/-segmenten sind erforderlich. Die Belastungen im Crash in der Größenordnung von 12 kN axial bzw. 8 kN vertikal am Lenkrad sind etwa 10-mal höher als die max. zulässige Betriebsbelastung oder 100-mal höher als die normale Betriebsbelastung (**Bild 3-109**).

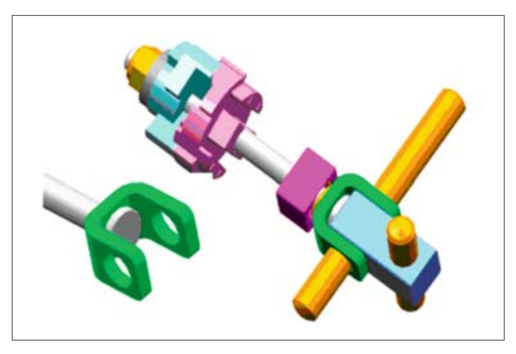


Bild 3-109: Lenksäulen-Klemmeinrichtung nach dem Spindelprinzip

Die über den Airbag im Crash belastete Lenksäule wird heute noch meistens in Führungen bzw. Kulissen mittels energieabsorbierender Elemente komplett vom Fahrer weg verschoben. Dieses Konzept bedarf großer Packagefreiräume im Cockpitmodul und reagiert sensibel auf radial eindringende Elemente wie verformte Bleche, Unterverkleidungsteile, Luftkanäle bzw. eindringende Spritzwandkonturen durch Rückverlagerung der Antriebseinheit (**Bild 3-110**).



Bild 3-110: Lenksäulenoberteil mit energieabsorbierenden Crashelementen

Neuerdings kommen Lenksäulenkonzepte zum Einsatz, deren Korpus ortsfest im Fahrzeug verharrt. Ihre Energieabsorbtionselemente stützen direkt vor dem Lenkrad ein Mantelrohrteleskop ab und nutzen den für die Lenkradrückverlagerung erforderlichen Packagefreiraum mit. Vorteil dieser Lösung ist der unbehinderte Lauf des Teleskops mit gleichzeitig erhöhtem Freigang im Fußraum. Voraussetzung hierfür ist jedoch der Entfall des klassischen mechanischen Lenkschlosses direkt vor dem Lenkrad und die Nutzung einer elektrischen Lenkverriegelung im lenkradabgewandten Bereich (**Bild 3-111**).

Zur Absorbtion der Energie beim Lauf der Lenksäule, seriell zur Airbagkompression, werden meistens Metalldrahtelemente oder Blechstreifenelemente genutzt, die abgewickelt, gerissen oder gebogen und gezogen werden (**Bild 3-112**). Durch Wandstärken-, Durchmesser-, und/oder Breitenänderungen können hierbei konstante, steigende oder fallende bzw. gestufte Energieabsorbtionsniveaus erzeugt werden, um den für das Gesamtfahrzeug optimalen Verlauf zu erreichen. Da die finale Definition dieser Funktion erst sehr spät in der Fahrzeugentwicklung erfolgt und Fahrzeuge gleicher Plattform zu unterschiedlichen Definitionen führen können, ist eine flexible Auslegung in der Lenksäulenentwicklung zu berücksichtigen. Dies führte auch zur differenzialen Funktion der Energieabsorbtion, die in der Vergangenheit eher integral (z.B. als Unterfunktion des Mantelrohres) zu finden war. Die für die Energieabsorbtion angewandten Metalle sind in ihren Eigenschaften eng toleriert und unterliegen einer speziellen Dokumentationspflicht als sicherheitsrelevante Bauteile.

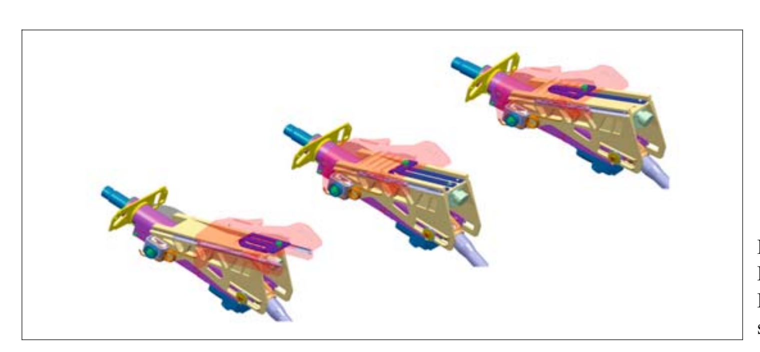


Bild 3-111: Elektromotorisch verstellbare Lenksäulenmodule bei unterschiedlichen Crashphasen

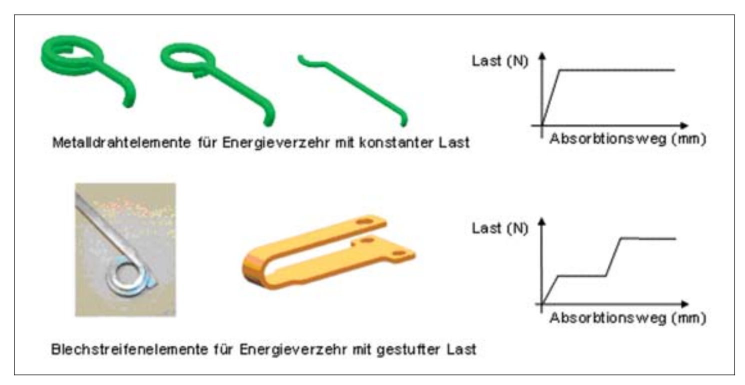


Bild 3-112: Energieaufnehmende Metalldraht- oder Blechstreifenelemente

Um die eingangs erwähnten internationalen Gesetzesanforderungen zu erfüllen, kommen mehrstufige Airbags zum Einsatz. Eine weitere Verbesserung ist durch den Einsatz mehrstufiger/adaptiver Crashsysteme in der Lenksäule denkbar. Während heute schon Lenksäulen für den amerikanischen Markt bzw. weltweit mit differierenden Energieabsorbtionselementen bestückt werden, gibt es erste Ausführungen mit zweistufigen Energieabsorbtionselementen, bei denen die zweite Stufe bedarfsgerecht pyrotechnisch ausgelöst wird, um die Energieabsorbtion dem aktuellen Crashszenario anzupassen (**Bild 3-113**).

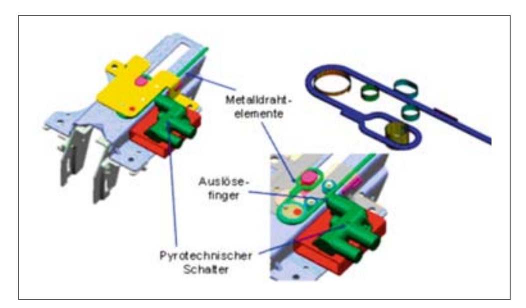


Bild 3-113: Lenksäule mit pyrogesteuerten Metalldrahtelementen zur gestuften Energieabsorbtion

Weitere Optimierungen sind durch mehrfach bzw. integral wirkende Pyroelemente in Kombination mit Energieabsorbtionselementen möglich, um jeden gewünschten Energieabsorbtionsverlauf zu erreichen. Gegenwärtig sind die Grenzen hierbei jedoch in dem Aufwand für die Sensorik und Auslöseelektronik zu finden, um entsprechend kurze Reaktionszeiten zu erreichen (**Bild 3-114**).

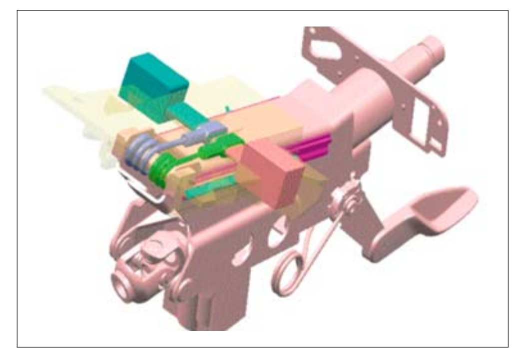


Bild 3-114: Crashmodul mit pyrotechnisch angesteuerten Metalldrahtelementen

3.4.4.4 Ausblick und Modularisierung

Zur Erhöhung der passiven und aktiven Sicherheit und gleichzeitigen Steigerung des Komforts werden in der Lenksäule verstärkt fahrdynamische Regler wie Aktivlenkung bzw. Handmomentensteller oder Elektrolenkungen mit Lenksäulenantrieb zur Anwendung kommen. Aus Packagegründen werden diese Systeme teilweise in die obere Lenksäule integriert (**Bild 3-115**). Aufgrund sich weiter verschärfender internationaler Gesetzesanforderungen werden sukzessiv adaptive Crashsysteme angewandt. Bedienhebel zur manuellen Verstellung werden als bekannte „*Crash-Modifier*" verschwinden und durch kostengünstige elektrische Verriegelungen ersetzt werden.
Neue stufenlos formschlüssige Verriegelungsmechanismen werden die gesteigerten Komfortansprüche abdecken müssen.
Der modulare Ansatz wird vertieft und großteils auf das gesamte Fahrzeugspektrum, also über alle Plattformen eines Fahrzeugherstellers ausgedehnt werden.

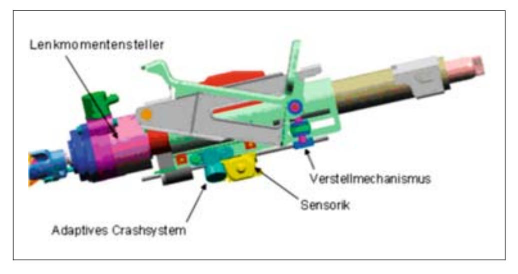


Bild 3-115: Lenksäulenmodul mit elektrischer Verstelleinrichtung und adaptivem Crashsystem

Bei gleichzeitiger Erhöhung der Crash-Energieabsorbtionswege auf ≥ 100 mm folgen für alle Submodule weitere Packagebeschränkungen und somit weitere erforderliche Bauraum-Optimierungen.
Die durch vorgenannte Umfänge entstehenden Gewichtserhöhungen und Eigenfrequenzverschiebungen der Lenksäule müssen durch verstärkten Einsatz von Leichtmetallen bzw. Kunststoffen minimiert bzw. kompensiert werden.
Diese Aufgaben erfordern hohe innovative Entwicklungsleistungen und umfangreiche, präzise Zieldefinitionen der Entwicklungspartner, ohne die eine derartige Systemintegration kaum möglich sein wird.

3.4.5 Elektromechanische Lenkung

Bei der elektromechanischen Servolenkung wird die Servowirkung durch ein elektrisch arbeitendes statt ein hydraulisches System erzeugt. Ebenfalls baut es im Pkw fast ausnahmslos auf dem Zahnstangenprinzip auf, sodass auch eine Reihe bewährter mechanischer Bauteile gleich oder ähnlich wie bei hydraulischen Servolenkungen ausgeführt sind.
Ein Elektromotor, der das Servomoment erzeugt, überträgt mittels eines mechanischen Getriebes seine Leistung auf die Zahnstange. Ausgehend von dem Lenkmoment, das der Fahrer am Lenkrad ausübt,

detektiert das System über eine Sensorik die aktuell erforderliche Lenkunterstützung, wertet sie in einer Steuerungselektronik aus und steuert über entsprechende elektronische Signale sowohl die erwartete Unterstützungsrichtung als auch deren Höhe am Elektromotor an. Von dort wird die abgerufene Lenkunterstützung über das Getriebe auf die Zahnstange übertragen. Über Spurstangen und Lenkhebel werden dann die Räder entsprechend des gewünschten Lenkeinschlages bewegt.

3.4.5.1 Bauformen

Die Energiedichte ist aus physikalischen Gründen bei elektrischen Lenksystemen geringer als bei hydraulischen. Deshalb ist der Platzbedarf bzw. das so genannte Package im Fahrzeug kritischer einzuschätzen. Dass beim modernen Pkw der zugestandene Aggregatebauraum mit jedem neuen Modell erfahrungsgemäß kleiner wird, verschärft die Situation zusätzlich. Unterschiedliche Fahrzeugkonzepte und deren Platzverhältnisse im Vorderwagen üben auch einen starken Einfluss auf die konstruktive Gestaltung des elektromechanischen Lenkaggregates aus. Gleichzeitig möchte man die Vorteile eines kompletten Systemmoduls nutzen, der ähnlich wie bei der elektrohydraulischen Lösung voll funktionsbereit als endgeprüfte Baueinheit beim Fahrzeughersteller angeliefert wird.
Aus den genannten Gründen, den je nach Fahrzeugtyp unterschiedlichen Lenkleistungsanforderungen sowie Kostenaspekten haben sich unterschiedliche Bauformen entwickelt. Im globalen Pkw-Markt sind zur Zeit 5 Varianten vertreten.
Die Variante mit **Lenksäulenantrieb** ist die älteste Bauform am Markt. Sie erschien ca. 1988 zunächst als Parkierhilfe in japanischen Kleinwagen für den Stadtverkehr (**Bild 3-116**).



Bild 3-116: E-Servolenkung mit Lenksäulenantrieb

Dabei applizierte man an eine vorhandene mechanische Zahnstangenlenkung im Fahrgastraum im Bereich der Lenksäule hinter dem Armaturenbrett die elektrische Servoeinheit mit Sensorik, Elektromotor, Steuergerät und Getriebe. Bei Parkiermanövern wurde damit das vom Fahrer über Lenkrad und Lenkwelle eingeleitete Handmoment soweit verstärkt, dass Parkieren bei griffiger Fahrbahn leichter von der Hand ging. Beim Fahren schneller als Schrittgeschwindigkeit war die Unterstützung abgeschaltet. So konnte das Sicherheitskonzept sehr einfach gestaltet sein, was natürlich für die erste Industrialisierungsphase der neuen Technologie vorteilhaft war.
Mit der Unterbringung der Servoeinheit im Fahrgastraum lässt sich die Abdichtung der Bauelemente gegen Umwelteinflüsse erheblich vereinfachen. Auch die geringere Temperaturbelastung gegenüber der Platzierung im Motorraum verbilligt viele Bauteile.
Nachteilig bei diesem Konzept ist die Einleitung des Servomomentes oben im Lenkstrang. Es belastet die Lenkwelle, deren Kreuzgelenke sowie das Lenkritzel in hohem Maße. Bei schnellen Drehrichtungswechseln mit starker Belastung stören die dabei entstehenden elastischen Verformungen. Um diesen Nachteil unauffällig zu halten, werden Lenkwelle, Kreuzgelenke und Ritzelverzahnung größer dimensioniert als bei anderen Varianten. Dies verteuert die Herstellkosten, limitiert die Anwendung auf leichtere Fahrzeuge, erhöht das Systemgewicht und erschwert das Erreichen erstklassiger Lenkeigenschaften.
Durch die langjährige Erfahrung mit diesem Konzept wurden inzwischen viele Verbesserungen eingeführt. In den letzten 6 bis 8 Jahren wurde aus der Parkierhilfe eine vollwertige elektrische Servolenkung entwickelt, die bei allen Fahrzuständen den Fahrer unterstützt. Selbst bei einem modernen Sportwagen wie dem BMW Z4 ist es gelungen, mit einer solchen Ausführung eine erstaunliche Lenkqualität darzustellen. Trotzdem ist die Anwendung auch heute noch aus den angeführten Gründen etwa auf die untere Mittelklasse begrenzt, denn mit steigenden Crashanforderungen des Gesetzgebers lassen sich steigende Leistungsanforderungen an das Lenkgetriebe und damit höhere Massen im Lenksäulenbereich schlecht vereinbaren.
Ein Elektrolenkungskonzept mit **Servoantrieb am Ritzel** stellt einen guten Kompromiss aus Leistungs-, Kosten- sowie Gewichtsaspekten dar. Die nur mit der manuellen Lenkkraft des Fahrers beaufschlagte Lenkwelle inklusive Kreuzgelenken kann leicht und kostengünstig gestaltet werden. Lediglich bei der Auslegung des Lenkritzels muss eine Balance zwischen übertragbarer bzw. erforderlicher Lenkleistung und der für ein angenehmes Handling gewünschten Übersetzung gefunden werden. Oftmals ist diese Version in den Lenkeigenschaften einem Lenksäulenantrieb bei ähnlichen Herstellkosten überlegen.

Einen kritischen Punkt jedoch stellt die etwa innerhalb eines Halbkreises schwenkbare Anordnung der Servoeinheit im Ritzelbereich des Lenkgetriebes dar, befindet sie sich doch genau an der Stelle im Fahrzeug wo die Pedalerie mit Kupplungs-, Brems- und Gaspedal untergebracht werden müssen. Im Falle eines Unfalls kann die konzentrierte Masse von Elektromotor plus Getriebe vor der Pedalerie ein enormes Verletzungsrisiko für die Beine des Fahrers darstellen. Auch das Package dieser Servoeinheit stellt für den Fahrzeugkonstrukteur eine grundsätzlich schwierige Aufgabe dar. Sie ist kaum zufrieden stellend lösbar falls dies bei der Fahrzeugarchitektur nicht schon im frühen Entwicklungsstadium berücksichtigt wurde. Es mag auch der Grund sein, warum bis dato nur relativ wenige Fahrzeuge mit dieser Lösung ausgerüstet sind, obwohl sie prinzipiell für viele Anwendungen bis zur Mittelklasse attraktiv scheint (**Bild 3-117** links).

Um die störenden Massen von Elektromotor und Getriebe weg vom Bereich der Pedale zu bekommen ohne deshalb auf das Ritzelantriebskonzept zu verzichten, wurde in Abwandlung der Ritzelversion ein **Doppelritzelantrieb** konstruiert (**Bild 3-117** rechts). Diese Bauform entschärft die Crashproblematik, indem sie Elektromotor und Getriebe einschließlich Steuergerät mit einem separaten Antriebsritzel ausstattet. Der beispielsweise beim Linkslenkerfahrzeug pedalfreie Einbauraum rechts der Fahrzeugmitte wird benutzt, um dort spiegelbildlich zum manuellen Lenkantrieb für den Fahrer die Servoeinheit einschließlich dem Motor-Ritzel-Antrieb unterzubringen. Damit lässt sich die Einbauproblematik entschärfen, was natürlich in gleicher Weise analog für das Rechtslenkerfahrzeug gilt.

Durch eine um 360° um die Zahnstange schwenkbare Position dieser Einheit lassen sich auch schwierige Packagefälle lösen. Vorteilhaft bei dieser Lösung sind die beiden von einander unabhängigen links und rechts der Lenkungsmitte positionierten Verzahnungen, deren Übersetzung jeweils optimal für die unterschiedlichen Aufgaben ausgelegt werden kann.

Auf der Fahrerseite ist die Verzahnung auf bestes Handlingverhalten über das Lenkrad, auf der anderen Seite auf besten Wirkungsgrad und die Übertragung eines maximalen Servomomentes abgestimmt.

Das Doppelritzelkonzept wurde von ZF-Lenksysteme 2003 erstmals in hohen Stückzahlen für alle Fahrzeuge der Golf-Plattform (VW/Audi/Seat/Şkoda) mit großem Erfolg eingesetzt. Seit 2005 verwendet man es ebenfalls im neuesten VW-Passat, was derzeit etwa die Grenze der Anwendbarkeit markiert. Sollen noch höhere Servomomente auf die Zahnstange übertragen werden, ist ein Ritzelantrieb überfordert.

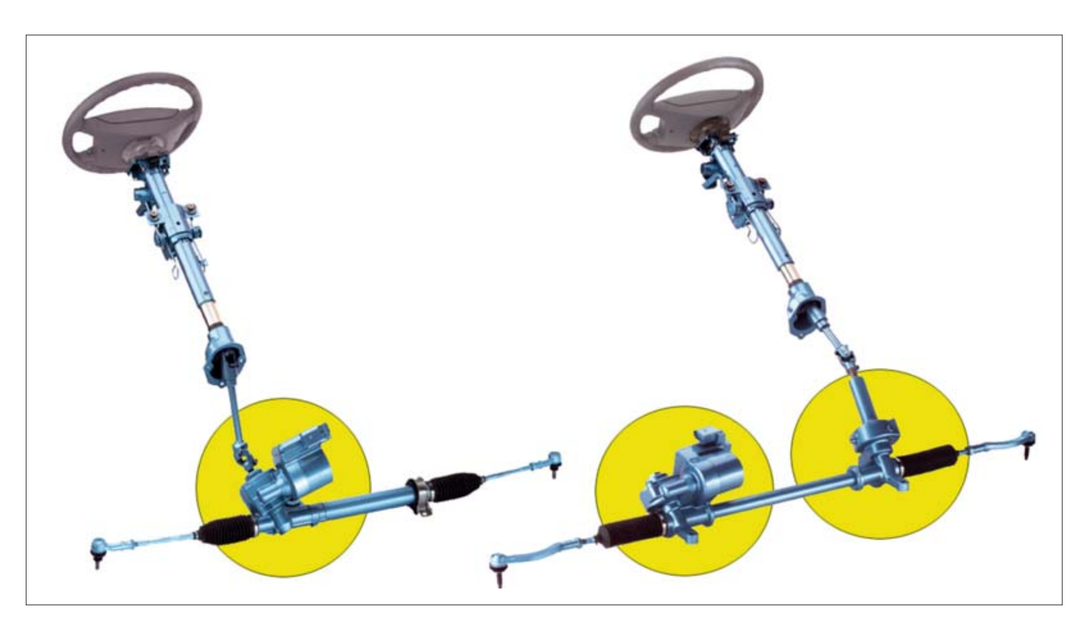


Bild 3-117: Elektro-Servolenkung mit Einzelritzelantrieb (links) und Doppelritzelantrieb (rechts)



Bild 3-118: E-Servolenkung mit achsparallelem Antrieb

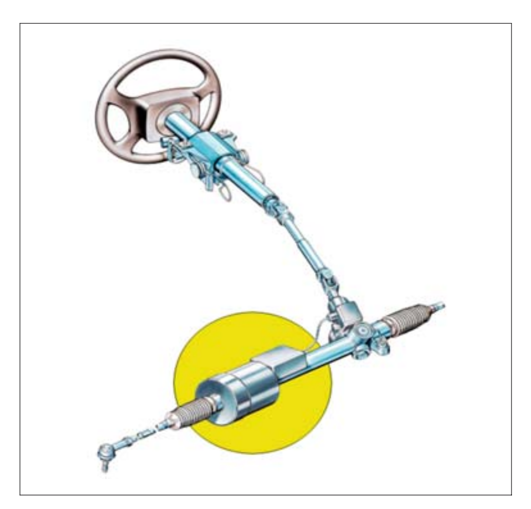


Bild 3-119: E-Servolenkung mit Zahnstangenantrieb

Mit einem so genannten **achsparallelen Antrieb** bei dem der Elektromotor ebenfalls auf der dem Lenkradantrieb gegenüber liegenden Seite der Lenkung angeordnet ist, wird über einen Zahnrad- oder Riemenantrieb das vom Elektromotor erzeugte Servomoment auf einen ringförmig um die Zahnstange angeordneten Kugelumlaufmechanismus übertragen. Auf der Zahnstange befindet sich eine wendelförmige Kugelumlaufnut, sodass das Servomoment über eine Endloskette von gehärteten Stahlkugeln direkt von der Kugelmutter in die Zahnstange eingeleitet wird. Dieses von der Kugelmutterhydrolenkung bekannte Bauelement eignet sich bei idealem Wirkungsgrad für die Übertragung größter Servomomente.

Mit den derzeitig verfügbaren 12-V-Bordnetzen im Pkw ist die Leistungsgrenze dieses Übertragungskonzeptes noch nicht erreicht. Für künftige Oberklassefahrzeuge jedoch ist ein solcher achsparalleler Antrieb mit Kugelumlauf gut geeignet, sobald Hochleistungsbordnetze (z.B. 42 V, Supercaps usw.) die erforderliche Leistung bereitstellen (**Bild 3-118**).

Für besondere Einbauverhältnisse gepaart mit hohem erforderlichem Servomoment kann auch eine Sonderbauform mit direktem motorischem **Antrieb des Kugelumlaufs an der Zahnstange** eingesetzt werden.

Statt eines achsparallel angeordneten Motors verwendet man hier einen röhrenförmigen Elektromotor, der zentrisch zur Zahnstange angebracht ist und am äußeren Motorende das Servomoment z.B. direkt über einen Planetentrieb an Kugelumlauf und Zahnstange weiterleitet. Diese Version ist ähnlich leistungsfähig wie die Bauform mit achsparallelem Antrieb.

Die Röhrenbauform des Elektromotors verschlechtert jedoch Dynamik und Leistungsdichte ebenso wie den konstruktiven Gestaltungsspielraum. Deshalb ist davon auszugehen, dass dieses Konzept in Zukunft eher selten eingesetzt wird (**Bild 3-119**).

3.4.5.2 Aufbau und Vorteile

Ein Kernelement der elektromechanischen Servolenkung stellt der Elektromotor dar. Er soll leistungsstark, dynamisch, zuverlässig, leicht, kompakt und robust sein. Außerdem soll er in großen Stückzahlen kostengünstig fertigbar sein. Nur wenige Motortypen werden diesen Anforderungen gerecht (**Bild 3-120**).

Ein Asynchronmotor ohne Permanentmagnete und mit speziell für hohe Leistungsdichte optimierten Statorwicklungen erfüllt die meisten Anforderungen sehr gut. Besonders das durch ein elektrisches Drehfeld erzeugte Magnetfeld zum Antrieb des Rotors besitzt im Falle eines Kurzschlusses den Vorteil, dass es einfach abschaltbar ist. In der Folge arbeitet der Motor dann nicht als Generator (wie im Falle von Permanentmagnetkonzepten) sondern kann nach Ausfall der Elektrik bei Notlenkmanövern gegen relativ geringen Widerstand über das Lenkrad vom Fahrer manuell durchgedreht werden. Dieser wichtige Sicherheitsaspekt erspart Gewicht und Kosten für z.B. eine Sicherheitstrennkupplung. ZF-Lenksysteme beispielsweise wendet bisher bei serienmäßigen elektrischen Servolenkungen ausschließlich das robuste Konzept des Asynchronmotors an. Werden höchste Leistungsdichten verlangt, kann der Asynchronmotor von permanentmagneterregten bürstenlosen Gleichstrommotoren übertroffen werden. Mit Hochleistungspermanentmagneten aus Legierungen seltener Erdmetalle wie Kobalt, Cer, Barium usw. lassen sich permanenterregte Gleichstrommotoren herstellen, die bei kleinsten Abmessungen eine hervorragende Leistungsausbeute erreichen. Nachteilig bei diesem Motortyp sind die hohen Kosten für die Magnetwerkstoffe und die Zusatzmaßnahmen, die die Robustheit und Zuverlässigkeit soweit verbessern, dass ihr Einsatz im Lenkgetriebe verantwortbar ist.

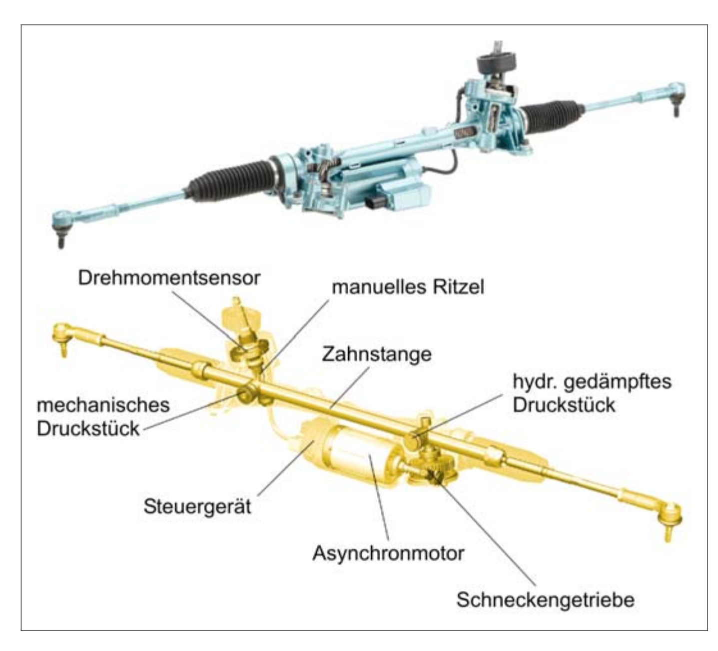


Bild 3-120:
Hauptelemente einer elektrischen Servolenkung mit Doppelritzelantrieb (VW Golf)

Die zur korrekten Ansteuerung des Elektromotors erforderliche Sensorik muss ebenfalls hohen Sicherheitsstandards entsprechen. Bei aktuellen Elektrolenkungen sind nur noch berührungslose, verschleißfreie Sensorprinzipien im Einsatz. Neben einem berührungslosen Motorlagesensor, der die Motordrehzahl überwacht, ist als kombinierter Lenkwinkel- und Lenkmomentsensor ein magnetoresistiver Sensortyp gebräuchlich, der entweder in Analog- oder Digitalbauform den Torsionswinkel eines Drehstabs als Messgröße für das Anlenkmoment ermittelt. Ähnlich wie bei hydraulischen Hilfskraftlenkungen bestimmt der Fahrer über den Verdrehwinkel eines Drehstabes gegen den linear steigenden Torsionswiderstand die Höhe der Servounterstützung. Dabei ändert sich die Richtung der magnetischen Feldlinien eines Magnetringes, der mit einem Drehstabende fest verbunden ist, gegenüber einem Sensorchip, der auf dem anderen Drehstabende befestigt ist und die Richtungsänderung registriert. Der komplett redundante Aufbau des Sensors und ein ständiger Austausch der doppelt detektierten Torsionswinkel garantiert eine zuverlässige Dosierung des Servomomentes (**Bild 3-121**).
Das über einen im Sensorchip integrierten Verstärker aufbereitete Torsionswinkelsignal wird an das elektronische Steuergerät der Servolenkung übermittelt und dort in eine Motoransteuergröße umgewandelt.
Ein weiteres Herzstück der Elektrolenkung repräsentiert das Steuergerät. Davon erwartet man einerseits hohe Intelligenz, also hohe Rechenleistung gepaart mit großer Speicherkapazität.

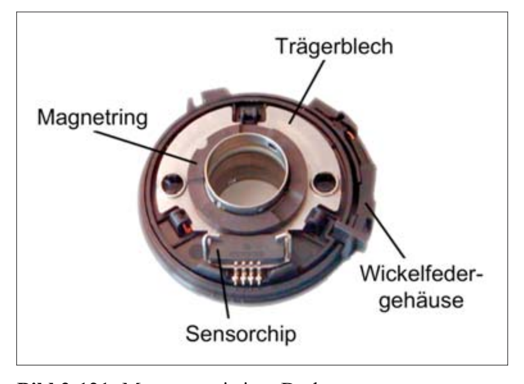


Bild 3-121: Magnetoresistiver Drehmomentsensor

Andererseits erfordert der Automobileinsatz wie schon erläutert enorme Robustheit und unerschütterliche Zuverlässigkeit, um über den gesamten Fahrzeuglebenszyklus die Sicherheitskriterien zu erfüllen. Diese Anforderungen können nur mit einer mehrfach abgesicherten Systemstruktur einschließlich vieler Überwachungsfunktionen von Sensoren, Motor und Schnittstellen zu anderen Fahrzeugsystemen erfüllt werden. Wegen der Komplexität des Systems und einer gewissen Eigenintelligenz mancher Komponenten verfügen diese über eine Eigenüberwachung ihrer internen Funktionen, Schnittstellen und gegebenenfalls damit verknüpften Sensoren. Mit Hilfe spezieller Algorithmen wird darüber hinaus die Funktion des Mikrocontrollers laufend auf Plausibilität geprüft.

Tritt ein Fehler im System auf, wird automatisch Art und Bedeutung des Fehlers in wenigen Millisekunden analysiert. Dann erfolgt abhängig vom Analyseergebnis entweder ein gestuftes Abschalten einzelner Funktionsgruppen oder der gesamten Servounterstützung. So wird sichergestellt, dass z.B. bei fehlerhaften Sensorinformationen nicht eine unplausible Servounterstützung oder gar ein gefährlicher aktiver Lenkeingriff ausgeführt wird. Ein fehlerhafter Systemzustand wird dem Fahrer sofort durch entsprechende Warneinrichtungen (z.B. Displayanzeige oder Warnlampe) angezeigt. Er kann sich dann unmittelbar auf diese Situation einstellen. Über eine Diagnoseschnittstelle lassen sich die aufgetretenen Fehler beim Servicebereich auslesen.

Ein Steuergerät mit herkömmlicher Leiterplattentechnologie lässt sich für Lenkungsanwendungen fast nur im Fahrzeuginnenraum verwenden. Um weniger Fehlerrisiken einzugehen, Kosten und Gewicht zu sparen, versucht man, es möglichst direkt an der Servoeinheit anzubauen. Deshalb ist die Leiterplattentechnologie eigentlich nur noch in Verbindung mit dem Lenksäulenantriebskonzept bei Elektrolenkungen zu finden.

Bei Anwendungen im Motorraum zusammen mit Ritzel-, Doppelritzel- oder achsparallelem Antriebskonzept bietet ein in μ-Hybridtechnologie hergestelltes Steuergerät derzeit den besten Schutz gegen die rauen Umwelteinflüsse wie Spritzwasser, Salz und Schläge bzw. Stöße bei Schlechtwegstrecken. Aus diesem Grund wurde das Steuergerät für Elektrolenkungen der Golf-Plattform in Mikrohybridtechnik ausgeführt. Bei dieser Herstelltechnologie werden alle elektronischen Bauteile in ein Keramiksubstrat eingebettet und als komplett wasser- und rüttelfeste Einheit gesintert und vergossen. Leider ist diese Herstellmethode weltweit noch wenig verbreitet und teuerer als herkömmliche Leiterplattentechnik. Sie eignet sich jedoch besonders für eine Fertigung in großen Stückzahlen.

Hohe Ansprüche werden an das Getriebe gestellt, das das Moment des Elektromotors auf Ritzel oder Lenkwelle überträgt. Weil wegen der hohen Motordrehzahl im Verhältnis zu einer relativ kleinen Ritzeldrehgeschwindigkeit beim Lenkvorgang eine große Übersetzung (ca. 30:1) gefordert ist, hohe Kräfte möglichst geräuscharm und spielfrei innerhalb einer großen Temperaturspanne sicher übertragen werden müssen und die Getriebebaugröße kleinstmöglich sein soll, kommen nur zwei Getriebebauformen bei Lenksäulen- und Ritzel- bzw. Doppelritzelantrieb zur Anwendung. Beide Versionen, das „Schraubradgetriebe“ und das „Globoidschneckengetriebe“ sind Schneckengetriebe mit nur einer Übersetzungsstufe. Um das Verzahnungslaufgeräusch gering zu halten und die Lenkungslebensdauer mit geringstem Zahnflankenverschleiß zu absolvieren, wählen die meisten Lenkungshersteller ein Schneckenrad mit Kunststoffzahnkranz, das mit einer gehärteten Stahlschnecke kämmt. Der Zahnkranz aus modifiziertem Hochleistungskunststoff ist das spezifisch höchstbelastete mechanische Teil einer elektrischen Servoeinheit. Zur Absicherung der dauerhaften Spielfreiheit im Zahneingriff wird die Schnecke häufig über eine Schraubenfeder mit definierter Vorspannung an das Schneckenrad angelegt. Bei der Doppelritzelantriebslösung von ZF Lenksysteme dämpft zusätzlich ein progressiv wirkender hydraulischer Dämpfer Lastwechselschläge bei schneller Drehrichtungsumkehr in der Schneckenlagerung, um die Störgeräusche deutlich zu senken.

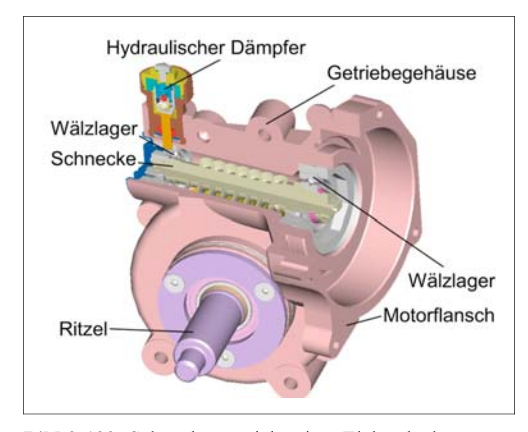


Bild 3-122: Schneckengetriebe einer Elektrolenkung

Um Laufgeräusche zu optimieren kann auch das Schneckenrad in einer elastischen Nabe gelagert werden. Zur Abstützung der Zahnstange im Bereich des Servoritzels wird dabei ein hydraulisch gedämpftes Druckstück eingesetzt. Es dient dazu mechanische Klappergeräusche zu eliminieren, die bei schnell wechselnden Belastungszuständen der Ritzel-Zahnstangenverzahnung auf z.B. rauer Fahrbahn entstehen.

Insgesamt betrachtet ist erheblicher technischer Aufwand notwendig, um eine elektromechanische Servolenkung auf das Niveau einer hydraulischen Servolenkung zu bringen. Trotzdem ist es lohnend wenn man die Vorteile der Elektrolenkung näher betrachtet. Der komplette Entfall des hydraulischen Systems bedeutet für das Lenkgetriebe, dass Lenkventil, Lenkzylinder und entsprechende Zuleitungen fehlen. Zusätzlich werden Lenkungspumpe, Ölbehälter, Filter, Rohre, Schläuche und das Öl selbst entbehrlich. Der Systemeinbau in einer modularen Baueinheit und dessen Abstimmung ist so erheblich vereinfacht, da wesentlich weniger Package-Varianten pro Fahrzeugbaureihe notwendig werden.

Ein herausstechender Vorteil ist die große Energieeinsparung von bis zu 85 % gegenüber hydraulischen Systemen mit offener Mitte. Wie **Bild 3-85** zeigt, ist

die durchschnittliche erforderliche Lenkleistung bei einem mittleren Fahrprofil recht gering. Während bei elektro-hydraulischen Anlagen trotz eines gewissen Stand-by-Ölstroms schon eine gute Energieeinsparung darstellbar ist, ist bei elektromechanischen Systemen die elektrische Verlustleistung durch einen niedrigen Stand-by-Strom in Phasen ohne Lenkbedarf nochmals deutlich geringer. Deshalb spricht man hier von bedarfsgerecht bereitgestellter Lenkleistung oder „*steering on demand*". Die Energieform Elektrizität ist zudem zukunftsträchtig, weil sie umweltfreundlich und leicht vernetzbar ist. Weil die Lenkunterstützung unabhängig vom Fahrzeugmotor ist, kann in Sondersituationen wie z.B. beim Abschleppen eines defekten Autos noch mit voller Servounterstützung gelenkt werden, was einen Sicherheitsvorteil darstellt.

Dank der intelligenten Steuerungselektronik kann die elektrische Servolenkung hervorragend an jedes einzelne Fahrzeugmodell angepasst werden. Ist im Steuergerät ausreichend Rechenleistung und Speicherplatz installiert, lassen sich in der Software eine große Zahl fahrzeugspezifischer Parameter und Daten codiert ablegen. Damit lässt sich problemlos ein sehr breit diversifiziertes Fahrzeugprogramm einer Baureihe individuell abdecken.

Durch eine inzwischen standardisierte Vernetzung mit anderen Fahrzeugsystemen z.B. über das CAN-Bus-Dateninformationssystem können Daten mit anderen an Bord befindlichen Systemen wie z.B. ABS-Bremse, ESP-Fahrstabilisierung, ASR-Antriebsschlupfregelung oder sonstigen Fahrerassistenzsystemen ausgetauscht werden. Damit ist es gelungen, nicht nur mittels der über die Sensorik ständig erfassten fahrdynamischen Parameter wie z.B. Fahrgeschwindigkeit, Lenkwinkel, Lenkmoment usw. das jeweils passende Servomoment zu bestimmen und am Motor anzusteuern, sondern den Fahrer unter Einbeziehung aller bordeigenen Assistenzsysteme mit dem in einer entsprechenden Sondersituation bestmöglich angepassten Lenkmoment zu unterstützen. Beispiel dafür ist etwa bei der Elektrolenkung des VW Golf V eine automatische Lenkmomentkorrektur bei konstant kräftigem Seitenwind oder bei stark bombierter Straße, damit kein ständig aktives „Gegenhalten" des Fahrers für stabilen Geradeauslauf nötig ist.

Ein einfaches Vernetzungsbeispiel unter Verwendung des Lenkwinkels wird heute schon mit dem Kurvenlicht praktiziert. Entsprechend dem ausgelesenen Lenkwinkel lassen sich Scheinwerfer synchron mit dem Radeinschlag schwenken, um Kurven gut auszuleuchten. Weitere Assistenzfunktionen allein über ein situationsgerecht moduliertes Lenkmoment sind zur Verbesserung von Fahrkomfort und Fahrsicherheit möglich. Ist demnächst entsprechende Sensorik wie z.B. Gierratensensor, Bildverarbeitung, Ultraschall-, Radar- oder Infrarottechnik im Serienfahrzeug verfügbar, lassen sich Funktionen wie aktives Abfangen schleudernder Fahrzeuge, präzise Spurhaltung oder automatisiertes Einparken darstellen, ohne dass deshalb dem Fahrer die Verantwortung für das entsprechende Fahrmanöver entzogen wird. Dies ist natürlich nach wie vor vom Gesetzgeber gefordert. Deshalb muss es für den Fahrer jederzeit möglich sein, das zu seiner Unterstützung aufbereitete Lenkmoment manuell zu „überstimmen".

3.4.6 Aktivlenkung und Überlagerungslenkung

3.4.6.1 Wirkprinzip und Aufbau

Bei der Aktiv- oder Überlagerungslenkung handelt es sich um ein Lenkprinzip, das den vom Fahrer am Lenkrad eingegebenen Lenkwinkel vergrößern oder verkleinern kann.

Man benötigt dazu ein vollständiges Basisservolenksystem in klassischer hydraulischer oder elektromechanischer Konzeption. Im Lenkstrang zwischen Lenkrad und Ritzel des Servolenkgetriebes wird die Lenkwelle aufgetrennt. An der Trennstelle adaptiert man ein elektrisches Stellglied in Form eines Lenkwinkelaktuators, der über einen von einer Steuerelektronik angesteuerten Elektromotor und ein Getriebe bei Bedarf einen fahrerunabhängigen Lenkeingriff durchführen oder einen Zusatzlenkwinkel zu dem vom Fahrer vorgegebenen Lenkwinkel addieren oder subtrahieren kann. Wegen des überlagerten Lenkwinkels wird dieses System auch Überlagerungslenkung genannt(**Bild 3-123**).

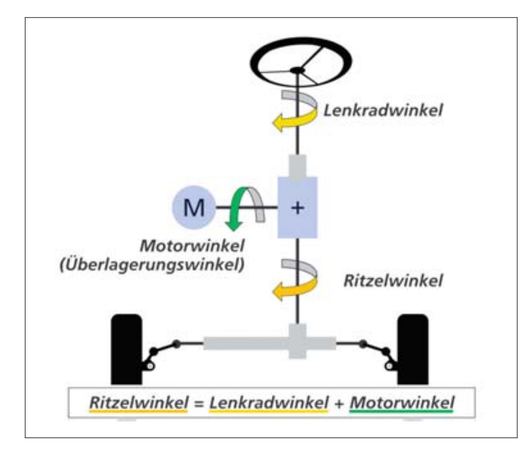


Bild 3-123: Prinzipdarstellung einer Aktivlenkung

Ist bei entsprechendem Fahrzustand kein Zusatzlenkwinkel erforderlich, steht der Elektromotor des Lenkwinkelaktuators still und die an der Lenkwellentrennstelle befindliche Differenzwinkeleinheit wirkt als starrer Durchtrieb analog einer nicht aufgetrennten Lenkwelle. Eine gleiche Wirkung stellt sich natürlich

ein, wenn das elektrische Antriebssystem ausfallen oder abgeschaltet würde.
Die Funktion einer vollwertigen Basisservolenkung mit direktem Durchgriff auf die Räder ist dann immer noch gegeben dank der zuverlässigen mechanischen Rückfallebene des Aktuators und des davon unabhängigen Basisservolenksystems. Man spricht dabei von einer „*Fail-Safe*“- oder „*Fail-Silent*“-Sicherheitsfunktion des elektrischen Stellglieds.
Die Umsetzung bzw. Industrialisierung der Aktivlenkungs-Differenzwinkeleinheit kann verschieden erfolgen. Abhängig von Fahrzeugarchitektur, Einbausituation, Funktionsumfang und Budget lässt sich der Aktuator in das Basislenkgetriebe integrieren oder er wird im Lenksäulenbereich hinter dem Armaturenbrett als getrennte modulare Baueinheit installiert.
Die im Lenkgetriebe integrierte Bauform verursacht oft gewisse Einbauschwierigkeiten (Pedalerie!), bietet jedoch klare Funktions-, Gewichts- und Sicherheitsvorteile beim Crashverhalten. Ein getrenntes Einbaumodul im Lenksäulenbereich erreicht keine Spitzenwerte im Crashtest, ist vergleichsweise schwerer und teurer bei ähnlicher Motor und Getriebebauform. Es bietet aber mehr Flexibilität bei Fahrzeugbaureihen mit hoher Diversifikation.
Das erstmals 2003 serienmäßig eingeführte Aktivlenksystem in der BMW 5er-Baureihe ist im Lenkgetriebe direkt hinter dem hydraulischen Lenkventil integriert. Dadurch konnte ein negativer Einfluss auf das Anlenkverhalten des Ventils bzw. auf das Lenkgefühl weitgehend vermieden werden. Über ein im Fahrgastraum eingebautes Steuergerät in konventioneller Leiterplattentechnik wird ein kompakter bürstenloser Gleichstrommotor mit hoher Dynamik angesteuert (**Bild 3-124**).
Dank Motorwinkelsensor, Lenkwinkelsensoren in Lenksäule und Lenkgetriebe sowie Schnittstellen zu anderen Fahrzeugsystemen wie ABS-Bremse, ESP-Fahrstabilisierung u.a. liegen ausreichend Daten und Fahrzustandsgrößen vor, um nach deren Auswertung den Elektromotor präzise anzusteuern.

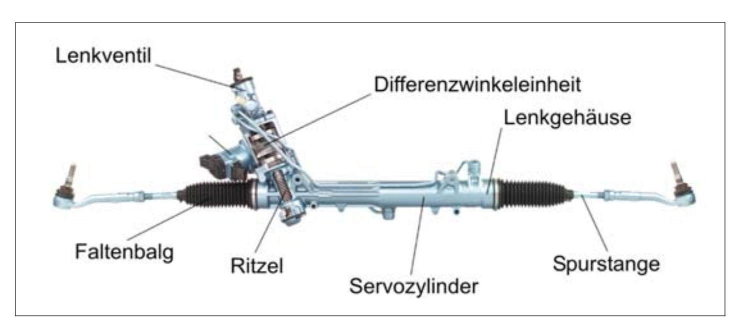


Bild 3-124:
Aktivlenkung mit integrierter Differenzwinkeleinheit

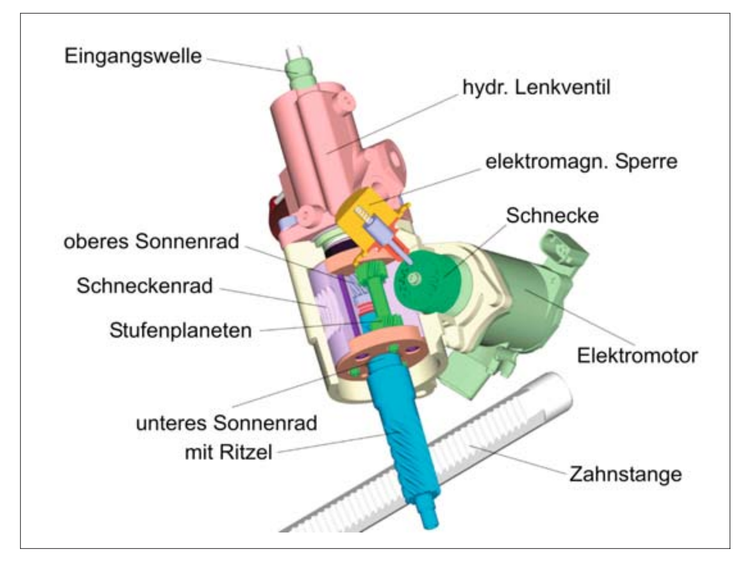


Bild 3-125:
Schnittbild der Differenzwinkeleinheit

Mittels Schneckentrieb wird ein Stufen-Planetengetriebe vom Elektromotor angetrieben, wobei das Schneckenrad gleichzeitig das Gehäuse des kompakten Planetengetriebes bildet. Der Kraftfluss des vom Fahrer über das Lenkgetriebe manuell eingeleiteten Lenkmomentes wird durch den zentralen Lenkventilausgang, das obere Sonnenrad, auf drei Stufenplaneten im Innern des Schneckenrades übertragen, die ihrerseits wieder mit dem unteren Sonnenrad und damit dem Antriebsritzel im Eingriff stehen, das die Zahnstange des Servolenkgetriebes antreibt. Somit wird die Lenkrad- und die Schneckenbewegung an diesem Antriebsritzel bzw. unteren Sonnenrad zusammengeführt. Bei gleichsinniger Bewegung von Schneckenrad und oberem Sonnenrad stellt sich ein kleinerer, bei gegensinniger Bewegung ein größerer wirksamer Lenkwinkel ein, als dies die Grundübersetzung des Lenkgetriebes vorsehen würde.

Die Selbsthemmung des Schneckengetriebes in Verbindung mit einer elektromechanischen Sperre stellt sicher, dass nur ein aktivierter Elektromotor eine Schneckenbewegung bewirken kann (**Bild 3-125**).

Die Stellwerte für die Differenzwinkeleinheit werden von zwei leistungsfähigen Mikroprozessoren des elektronischen Steuergerätes gebildet, nachdem sie zuvor die Signale der angeschlossenen Lenkungs- und Fahrzeugsensorik ausgewertet haben. Über die ebenfalls im Steuergerät untergebrachten Leistungsendstufen werden Elektromotor, elektromechanische Sperre und ggf. das Servotronic®-Ventil samt Energiesparpumpe angesteuert.

Ähnlich wie bei der elektromechanischen Lenkung sind hohe Sicherheitsanforderungen zu erfüllen. So überwachen sich beide Mikroprozessoren gegenseitig bezüglich korrekter Funktionen und leiten bei erkannten Fehlern innerhalb weniger Millisekunden geeignete Ersatzmaßnahmen ein. Ebenso überwacht das Steuergerät ständig alle angeschlossenen Komponenten auf ihren vorgesehenen Funktionszustand.

Ein hohes Maß an Flexibilität bei der Anpassung der Funktionalität der Aktivlenkung an das jeweilige Fahrzeugmodell ist wünschenswert und wird heute von den Fahrzeugherstellern erwartet. Deshalb ist der Programmspeicher des Steuergerätes in Flashkonzeption aufzubauen, um in der Fahrzeugmontage erst am Bandende über eine zentrale Schnittstelle die gesamte aktuelle Software zu programmieren.

3.4.6.2 Funktionen – heute und morgen

Während bei aktuellen hydraulischen Servolenkungen wie z.B. der Servotronic®-Ausführung und in erheblich erweitertem Maße bei neueren elektromechanischen Lenksystemen das Komfort- und Sicherheitsbedürfnis des Fahrers – wie beschrieben – allein durch entsprechende Anpassung des Lenkmomentes bzw. der Lenkkräfte an den jeweiligen Betriebszustand unterstützt wird, bietet die Aktiv- oder Überlagerungslenkung durch ihren fahrerunabhängigen Lenkeingriff mittels Lenkwinkelkorrektur viele Möglichkeiten anderer Lenkassistenz- und Stabilisierungsfunktionen. Dabei lassen sich vom Fahrzeughersteller individuell auf das jeweilige Fahrzeug die vom Lenkungshersteller festlegbaren Lenkassistenzfunktionen parametrieren. Die Festlegung und Abstimmung der Fahrstabilisierungsfunktionen und die Verantwortlichkeit darüber liegen beim Fahrzeughersteller, prägen sie doch entscheidend das Fahrverhalten des Gesamtfahrzeugs.

Zum Serienstart der Aktivlenkung gab es die variable Lenkübersetzung. Die Übersetzungsveränderung ist hier nicht mit dem Lenkeinschlag wie bei Lenkungen mit variabler Zahnstangenverzahnung gekoppelt, sondern mit der Fahrgeschwindigkeit (**Bild 3-126**).

Bei geringem Tempo erleichtert ein direktes also kleines Übersetzungsverhältnis das Einparken und das Durchfahren enger Kurven im Stadtverkehr. Das Auto wirkt spontan, handlich und agil. Mit zunehmender Geschwindigkeit wird die Übersetzung indirekter, indem der Elektromotor den vom Fahrer eingesteuerten Lenkwinkel etwas zurücknimmt. Die Lenkung wirkt ruhiger, zeigt ein weiches Ansprechen. Bei hohem Tempo sind Ausweichmanöver oder schnelle Spurwechsel auch von weniger geübten Fahrern zu beherrschen.

Eine mehr dem Komfort zuzuordnende Assistenzfunktion ist der Lenkvorhalt. Abhängig von der vom Fahrer am Lenkrad eingeleiteten Lenkgeschwindigkeit wird ein voreilender Zusatzlenkwinkel eingesteuert. Er steigert das Ansprechverhalten auf Lenkbefehle, sodass der Wagen spontaner und agiler reagiert. Dies wird beispielsweise eingesetzt, falls die Fahrwerkabstimmung sehr weich und komfortabel ausgelegt wurde und dadurch die Fahrdynamik spürbare Defizite erleiden würde (**Bild 3-127**).

Fortschritte im Feld der Stabilisierungsfunktionen sind in naher Zukunft besonders dann gesucht, wenn Fahrzeughersteller dem Ziel des unfallvermeidenden Autos näher kommen wollen. Zwar gibt es schon auf der Bremsenseite mit ABS, ESP und Bremsassistent gute Helfer auf diesem Weg. Eine Aktivlenkung mit Gierratenregelung in abgestimmtem Einsatz zusammen mit dem ESP-System verbessert die Stabilisierungsergebnisse nachweislich nochmals deutlich.

Weil der automatische Lenkeingriff sehr schnell erfolgt, wird er vom Fahrer kaum wahrgenommen. Moderne Gierratensensoren mit feiner Auflösung sorgen dafür, dass der Beginn instabiler Fahrzustände blitzschnell erfasst wird und unmittelbar automatische Lenkwinkelkorrekturen eingeleitet werden, wie es selbst geübten Experten nicht gelingen würde. Ist das Fahrzeug für die Rückkehr in einen stabilen Zustand noch zu schnell, wird über die Systemvernetzung der ESP-Bremseingriff ausgelöst bis die kritische Situation entschärft ist.

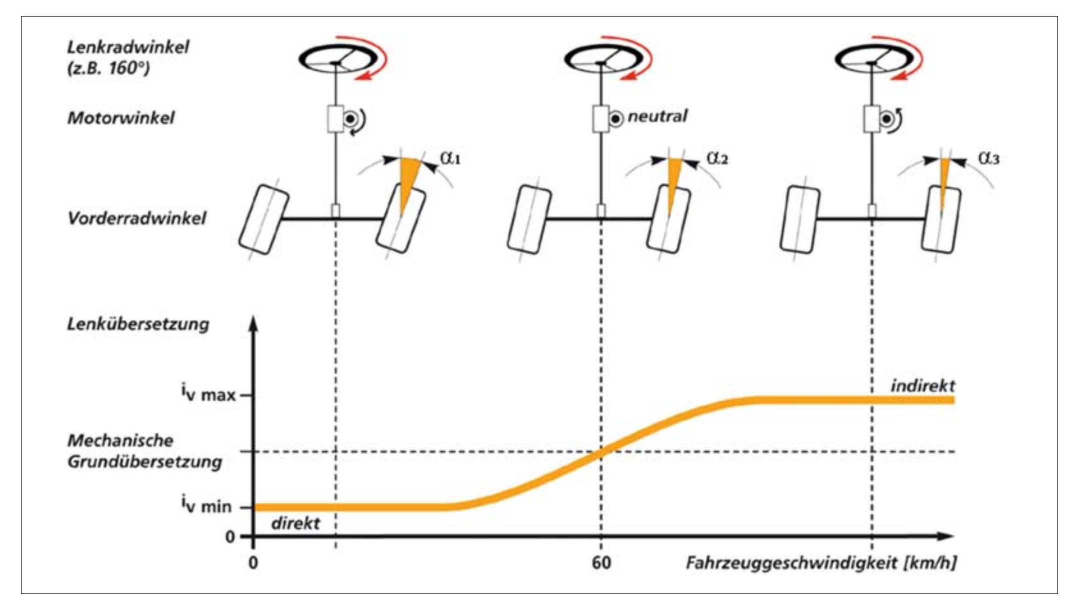


Bild 3-126: Prinzipbild der variablen Lenkübersetzung bei Aktivlenkungen

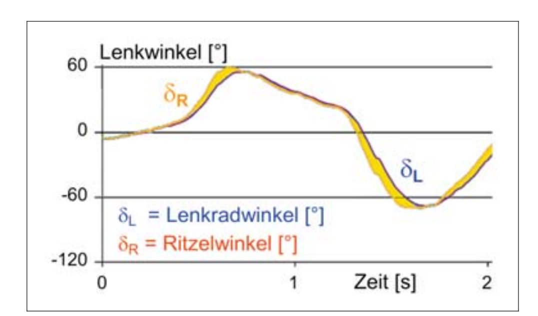


Bild 3-127: Funktion des voreilenden Zusatzlenkwinkels (Lenkvorhalt bei Ausweichmanöver)

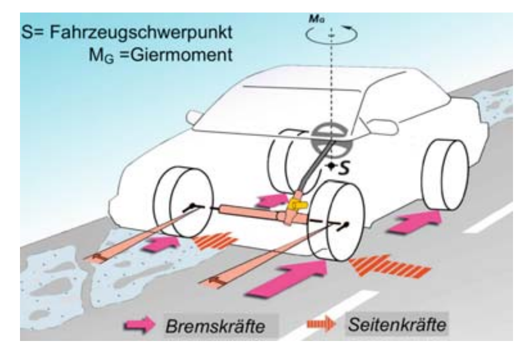


Bild 3-128: Prinzipdarstellung von Entstehung und Kompensation eines Giermomentes im Fahrzeug

Beim Bremsen auf einem Untergrund mit sehr unterschiedlichen Reibwerten wie es z.B. häufig bei winterlichen Straßenverhältnissen vorkommt, entsteht meist ein Giermoment, das den Wagen aus der geplanten Fahrspur ausbrechen lässt. Dieses Unfallrisiko kann die Aktivlenkung weitgehend eliminieren mit der Funktion „Giermomentenkompensation“.
Bei einer Notbremsung auf einer nur teilweise griffigen Fahrbahn erkennt der Gierratensensor im Fahrzeug eine beginnende Drehbewegung um die Fahrzeughochachse. Das Steuergerät der Aktivlenkung wertet dieses Signal aus und leitet in Sekundenbruchteilen eine dosierte automatische Gegenlenkbewegung ein. Dieser Lenkeingriff, von dem der Fahrer nur über eine leichte Momentenschwankung am Lenkrad etwas spürt, läuft in einem geschlossenen Regelkreis ab bis das Fahrzeug zum Stillstand gekommen ist.

Damit bleibt das Fahrzeug während des gesamten Bremsvorganges ohne Zutun des Fahrers richtungsstabil, selbst wenn die Reibverhältnisse der Fahrbahn über den Bremsweg sich mehrfach ändern (**Bild 3-128**).
Ein weites Feld von Stabilisierungsfunktionen mittels Aktivlenkung kann künftig mit der Kompensation von vielerlei anderen Störgrößen auf Umsetzbarkeit untersucht werden. Hilfreich wäre z.B. die Kompensation von Windböen, von stark unterschiedlichen Fahrwiderständen zwischen linker und rechter Fahrspur wie z.B. zwischen Asphalt und Grasnarbe, sowie von unterschiedlichem Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs je nach Beladungszustand oder je nach Bereifung bzw. Luftdruck in den Reifen. Letztlich ist es ratsam, alle in der Fahrpraxis vorkommenden Störgrößen auf ihre Auswirkung bezüglich der Fahrstabi-

lität zu untersuchen. Sind die Auswirkungen bei bestimmten Störgrößen signifikant, macht es Sinn, dafür Stabilisierungsfunktionen in Form von dosierten, geregelten Lenkeingriffen zu entwickeln. Diese kompensieren dann die Auswirkungen der Störgrößen soweit, dass das Fahrverhalten eines Fahrzeugs auch in kritischen Ausnahmesituationen für den Fahrer vorhersehbar und damit beherrschbar bleibt.
Wie beschrieben gibt es heute im Fahrzeug eine Reihe von unterschiedlichen Fahrerassistenz- und Stabilisierungssystemen. Historisch wurden sie jeweils als „*Stand-alone*-System" entwickelt, das autark in der Lage ist, Fahrsicherheit und Fahrkomfort in spezifischen Situationen zu verbessern. Da jedes dieser Systeme nur einen mehr oder weniger großen Beitrag zur Vision des unfallvermeidenden Fahrzeugs leisten kann, muss es Ziel sein, diese Systeme über Schnittstellen nach Belieben miteinander zu vernetzen. Alle an Bord verfügbaren Teilsysteme der Segmente Bremse, Lenkung und Antriebsstrang können so für eine abgestufte Assistenz- und Stabilisierungsstrategie im Fahrzeug herangezogen werden. Zur Realisierung eines komplett vernetzten Chassismanagements – was für die Vision des unfallvermeidenden Fahrzeugs unabdingbar ist – muss z.B. ein übergeordnetes Steuergerät kritische Fahrzustände erkennen, sie analysieren und entsprechend in der Software hinterlegter Sicherheitsstrategien die Teilsysteme aktivieren, die situationsgerecht den jeweils besten Beitrag zur Entschärfung der Gefahrenlage beisteuern können. Für die Lenkungshersteller ist deshalb ein Hauptziel, den Strauß von möglichen Lenkassistenz- und Stabilisierungsfunktionen der Aktivlenkung Stück für Stück auszuweiten. Dabei kommt es darauf an, im Verbund mit den Fahrzeugherstellern recht früh abzuprüfen, welche dieser neuen Funktionen dem Fahrer tatsächlich von Nutzen sind und welche eher nicht.

Die Entscheidungsfindung, welche Funktionen tatsächlich komfort- und sicherheitssteigernd sind, kann nicht mehr allein von technischen Experten gemacht werden. Bei der Aktivlenkung mit dem autonomen Lenkeingriff ist die Gefahr groß, neu entwickelte Funktionen, die für sich betrachtet ganz interessant scheinen, beim Fahren als unangenehm, unerwartet, irritierend oder gar gefährlich zu empfinden. Eine Reihe von wissenschaftlichen Untersuchungen durch Psychologen hat dabei gezeigt, dass es eine Anzahl neuer Lenkungsfunktionalitäten gibt, deren Wirkung auf den unbefangenen Fahrer sehr genau untersucht werden muss. Dabei wird über praktische Fahrversuche mit einer Gruppe repräsentativer Probanden bewertet, ob und ggf. bis zu welcher Intensität ein fahrerunabhängiger Lenkeingriff an der Vorderachse einen beliebigen Fahrer grundsätzlich unterstützt. Die Erkenntnisse daraus bilden die Basis für die Einführung neuartiger Assistenz- und Stabilisierungsfunktionen ebenso wie für die Festlegung der Grenzwerte der Intensität des Lenkeingriffs [32, 33].

3.4.7 Zahnstangenservolenkung mit Momenten- und Winkelsteller

In den Abschnitten 3.4.2 Hydraulische Zahnstangenservolenkung, 3.4.5 Elektromechanische Lenkung und 3.4.6 Aktivlenkung und Überlagerungslenkung wurden drei wichtige Erkenntnisse herausgearbeitet:

1. Das Lenksystem kann einen wesentlichen Beitrag zur Fahrsicherheit und zum Fahrkomfort leisten.
2. Bestimmte Komfort- und Sicherheitsbeiträge sind nur über lenkungsspezifische Fahrerassistenz- oder Fahrstabilisierungsfunktionen erzielbar.
3. Um alle wichtigen lenkungsrelevanten Assistenz- und Stabilisierungsfunktionen darzustellen, müssen sowohl das Lenkmoment als auch der Lenkwinkel fahrerunabhängig modulierbar sein.

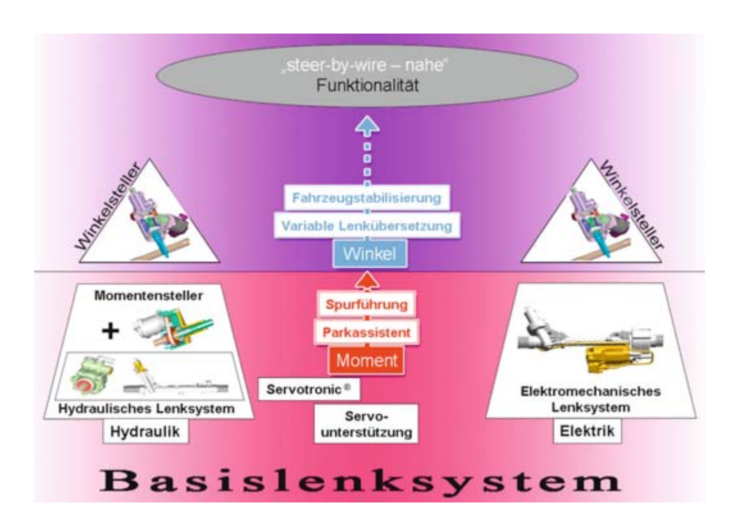


Bild 3-129:
Leistungsspektrum von Lenkungen mit Momenten- und Winkelvarianz

Das bedeutet, dass die künftige Wunschlenkung für den Pkw idealerweise eine Kombination aus elektromechanischer Servolenkung und Aktivlenkung sein sollte (**Bild 3-129**). Bei der elektromechanischen Lenkung wurde aufgezeigt, dass allein über entsprechend der Fahrsituation angepasste Lenkmomente eine Vielzahl an fahrerunterstützenden Funktionen umsetzbar ist, die ein intelligentes elektronisches Steuergerät bereitstellen kann, sofern es über entsprechende Schnittstellen Zugriff auf Informationen anderer relevanter Fahrzeugteilsysteme hat.

Die Aktivlenkung mit der Möglichkeit des fahrerunabhängigen Lenkeingriffs zur Korrektur des vom Fahrer vorgegebenen Lenkwinkels unterstützt den Fahrzeuglenker besonders dort, wo er überfordert ist oder nicht schnell genug unfallvermeidende Maßnahmen eingeleitet hat. Auch dazu ist ein intelligentes elektronisches Steuergerät von Nöten, das z.B. über CAN-Bus-Schnittstellen Signale anderer bordeigener Systeme auswerten und in Stellgrößen für die Differenzwinkeleinheit umsetzen kann. Es gibt im Markt noch keine physische Zusammenfassung beider Lenkungstypen. Ein gewisses Hindernis dazu stellt noch der erforderliche Energiebedarf im Vergleich zu der verfügbaren Bordnetzleistung im heutigen Pkw dar. Es wird jedoch nur eine Frage der Zeit sein, bis diese Anforderungen erfüllbar sind und solche Kombilenksysteme auf dem Weltmarkt erscheinen werden.

Ähnlich wie bei der heutigen Aktivlenkung lassen sich die elektrischen Stellglieder für Lenkmoment und Lenkwinkel wahlweise als modulare Baueinheiten ausführen und getrennt vom Lenkgetriebe innerhalb des Lenkstranges unterbringen. Dies ergibt eine oft gewünschte Einbau- und Kombinationsflexibilität. Für sich betrachtet bringt sie aber Kostennachteile.

Langfristig wird eine integrierte Version von Momenten- und Lenkwinkelsteller die bevorzugte Lösung werden. Hiermit lassen sich sehr kompakte Baueinheiten mit geringem Gewicht zu relativ günstigen Kosten darstellen, sofern die dafür erforderlichen Einbauverhältnisse frühzeitig bei der Entstehung der Fahrzeugarchitektur berücksichtigt worden sind. Zudem lassen sich wichtige Bauteile wie Steuergeräte, Sensorik und Schnittstellen zu anderen Fahrzeugsystemen teilweise oder ganz zusammenfassen, was ebenfalls Kosten und technische Risiken reduziert.

3.4.8 Hinterachs- und Allradlenkung

Lenkt man ein Fahrzeug allein über die eingeschlagenen Räder an der Hinterachse, so führt das zu einem etwas merkwürdigen Fahrverhalten. Zum Einleiten der Richtungsänderung schwenkt das Fahrzeugheck aus und zwingt die starren Vorderräder quasi um die Kurve. Der dabei eingestellte Kurvenradius lässt sich nur mit viel Erfahrung einschätzen und vorhersehen. Das Fahrzeug wirkt zwar bei Kurvenfahrt überraschend wendig, zeigt aber wenig Geradeauslauf- und Kurvenstabilität, da man ständig ein Ausbrechen des Hecks befürchten muss.

Aus diesen Gründen und der Grundsatzforderung des Gesetzgebers (s. Abschnitt 3.4.1, Anforderungen und Bauformen), dass für jedes Fahrzeug ein Fahrverhalten sicherzustellen ist, das ein Fahrer einschätzen und vorhersehen kann, ist eine reine Hinterachslenkung nur für langsam fahrende Fahrzeuge wie Gabelstapler oder Baustellenfahrzeuge zugelassen. Es macht trotzdem Sinn, solche Fahrzeuge mit Hinterachslenkungen auszurüsten, um sich die besondere Handlichkeit und Wendigkeit zu Nutze zu machen.

Beim Rückwärtseinparken eines normalen Pkw mit Vorderachslenkung nutzen wir beispielsweise die außergewöhnliche Wendigkeit der Hinterradlenkung in sofern, als wir aus einem Frontlenker einen Hecklenker machen. Obwohl wir dabei einen recht indirekt übersetzten Rückwärtsgang benutzen, der nur geringe Fahrgeschwindigkeit zulässt, wissen wir alle, wie schwer es selbst geübten Fahrern fällt, die vorgesehene Fahrroute präzise einzuhalten.

Möchte man die Vorteile der traditionellen Vorderradlenkung mit dem spezifischen Nutzen der Hinterradlenkung kombinieren, führt dies zur Entwicklung der Allradlenkung.

Wenn der Nutzen der Hinterradlenkung auf die Benutzung der besonderen Wendigkeit beschränkt bleibt und die Funktion bei höherer Fahrgeschwindigkeit abgeschaltet wird, bleibt der technische Aufwand für einen Pkw in vertretbarem Rahmen. Allerdings ist dann nur ein Vorteil des Systems genutzt, so dass es fraglich ist, ob dies ausreicht, einen nennenswerten Markterfolg zu erzielen. Dies ist vermutlich der Grund warum eine solche Anwendung bisher nur für ein paar militärische Sonderprojekte oder spezielle Lieferwagen mit langem Radstand von Interesse ist.

Soll der mögliche Nutzen einer Allradlenkung über den gesamten Betriebsbereich eines Pkw verfügbar sein, ist ein sehr hoher technischer Systemaufwand zu investieren. Das hat zum einen mit den komplexen fahrdynamischen Zusammenhängen zu tun, um bei allen Betriebszuständen ein sicheres, komfortables und für den Fahrer einschätzbares Fahrverhalten zu erreichen. Zum anderen sind hohe Sicherheitsstandards einzuhalten, um bei Systemfehlern keine unbeherrschbaren Fahrzustände zu erzeugen. Zur Erläuterung sollen zwei Beispiele dienen.

Wenden bei langsamer Fahrt mit kleinstmöglichem Wendekreis: Dazu müssen die Hinterräder entgegengesetzt zum Einschlag der Vorderräder, also gegenläufig, eingeschlagen werden. So stehen die Räder von Vorder- und Hinterachse auf einer gemeinsamen Kreisbahn. So ist Wenden auf kleinstem Raum, beispielsweise in engen verwinkelten Altstadtgassen, problemlos möglich (**Bild 3-130**, links).

Spurwechsel mit höherer Geschwindigkeit: Hierzu müssen die Räder der Hinterachse in gleicher Richtung wie die der Vorderachse, also gleichläufig, eingelenkt werden. Nur dann ist ein stabiles und spurtreues Fahrverhalten erreichbar, das dem Fahrer ein sicheres Fahrgefühl vermittelt (**Bild 3-130**, rechts).

Darüber hinaus gibt es Fälle, bei denen nur eine bestimmte „Mischung" aus gegenläufiger und gleichläufiger Einlenkbewegung der Hinterräder brauchbare fahrdynamische Ergebnisse liefert. Um z.B. die Kurvenwilligkeit eines Fahrzeugs zu verbessern, kann eine Kurvenfahrt mit einer gegenläufigen Einlenkbewegung der Hinterräder eingeleitet werden. Dadurch ist es nicht erforderlich, wie bei nur vorderachsgelenkten Fahrzeugen an den Reifen der Hinterachse erst einen Schräglaufwinkel zu erzielen um damit eine Seitenführungskraft aufzubauen, die dann den Beginn der Kurvenfahrt einleiten würde. Weil aber bei dieser spontanen Einleitung der Kurvenfahrt im ersten Moment ausreichende Seitenführungskraft der Reifen fehlt und dadurch kein sicheres Befahren der Kurve möglich wäre, muss abhängig von der Fahrgeschwindigkeit der Einschlagwinkel der Hinterräder von gegenläufig auf gleichläufig verändert werden, um schnellstmöglich genügend Seitenführungskraft an den hinteren Reifen aufzubauen. Erst dann sind stabile fahrdynamische Zustände und damit ein sicheres Fahrgefühl erreicht (**Bild 3-130**, rechts).

Bild 3-131 zeigt das Beispiel eines Kennlinienfeldes für die Allradlenkung.

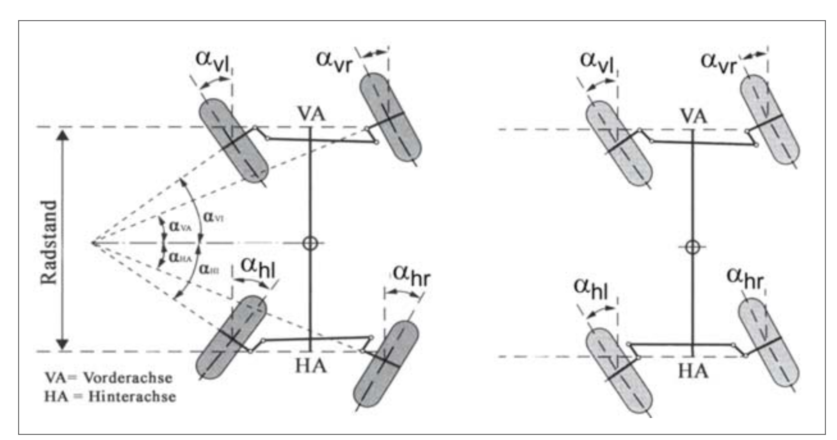


Bild 3-130: Schema eines Wendemanövers mit Allradlenkung (gegenläufiger Radeinschlag, linkes Bild) und Schema eines Spurwechsels mit Allradlenkung (gleichläufiger Radeinschlag, rechtes Bild)

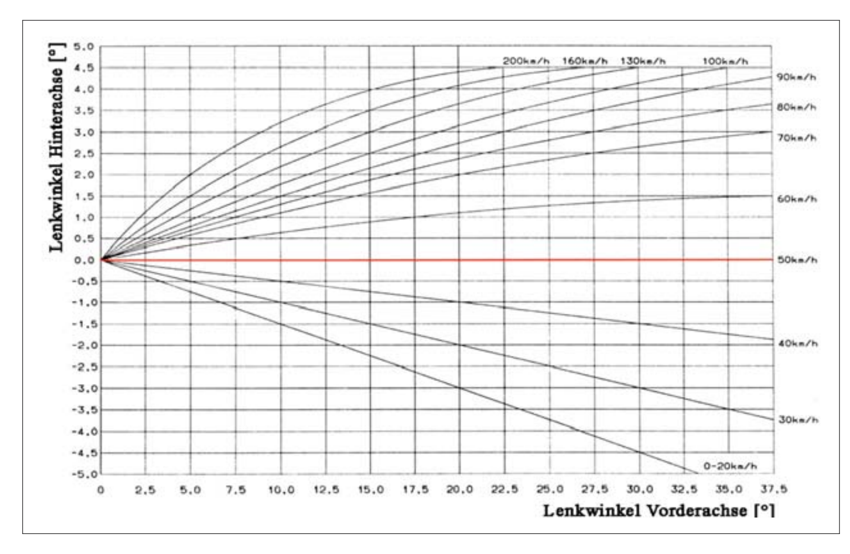


Bild 3-131: Beispiel eines Kennlinienfeldes für die Allradlenkung

Sensoren verschiedener Fahrzeugteilsysteme sowie der Vorderachslenkung erfassen Daten über den jeweiligen Fahrzustand wie z.B. Vorderachslenkwinkel und Fahrgeschwindigkeit. Via bordeigenes Kommunikationssystem werden diese an das elektronische Steuergerät übermittelt. Dort werden die Informationen ausgewertet und über die Bildung von Sollwerten in Steuerbefehle zum Betreiben des Hinterachstellers umgewandelt. Aus Sicherheitsgründen ist die Systemarchitektur ebenfalls redundant aufgebaut. Zwei leistungsstarke Mikroprozessoren, die sich gegenseitig auf Plausibilität und Funktionstüchtigkeit überwachen, steuern die Leistungsendstufe an, die bei modernen Lösungen mit mechatronischen Aktuatoren einen dynamischen, leistungsfähigen Elektromotor mit dem nötigen Strom zur Betätigung des Stellgliedes versorgt. Treten Fehler im System auf, muss das Steuergerät Art und Bedeutung des Fehlers analysieren und ebenfalls wie bei der Elektro- oder Aktivlenkung in Sekundenbruchteilen Ersatzmaßnahmen einleiten. Zwei Ersatzmaßnahmen sind je nach Situation zum Zeitpunkt des Ausfalls hilfreich: Im einen Fall werden die eingeschlagenen Hinterräder langsam auf Geradeausstellung zurückgefahren und in dieser Position verriegelt. Im anderen Fall wird die momentane Einlenkposition der Hinterräder beibehalten und blitzschnell blockiert. Eine Warnlampe zeigt dem Fahrer zeitgleich einen Systemfehler an. Über eine Diagnoseschnittstelle lassen sich anschließend genauere Informationen zur Fehlfunktion auslesen.
Wie bei der Vorderachslenkung werden auch für die Hinterachse hydraulische oder elektromechanische Aktuatoren benutzt. Die beiden Hinterräder werden miteinander verbunden. Da für viele Hinterachskonzepte die Unterbringung einer Verbindungsstange aus Platzgründen nicht möglich ist, können auch zwei voneinander unabhängige Aktuatoren verwendet werden [34]. Die Ausführungsbeispiele für elektromechanische Hinterachslenkungen zeigt **Bild 3-132**.

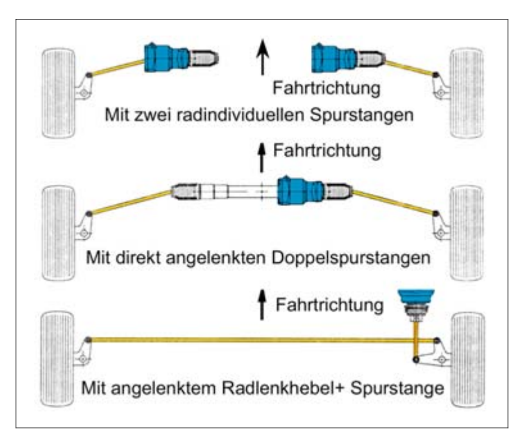


Bild 3-132: Elektromechanische Hinterachssteller

Ab ca. 1984 liefen einige Hinterradlenkungen in Serie. Leider konnte sich keines dieser Konzepte mit wirtschaftlichem Erfolg am Markt durchsetzen. Derzeit gibt es wieder vorsichtige Bemühungen, den vielseitigen Nutzen der Allradlenkung für den Pkw zu erschließen. Die zwischenzeitliche Einführung der elektromechanischen Vorderachslenkung in Volumenmodellen und der Aktivlenkung im Luxussegment erleichtert natürlich die Einführung ähnlich aufgebauter elektromechanischer Hinterachssteller. Ihre Systemkonzeption, alle Hauptbauteile wie Sensorik, Steuergerät, Elektromotor und Kugelumlaufgetriebe sind technisch vergleichbar und erfolgreich in Serie. Auch die nötige Infrastruktur wie z.B. das bordeigene CAN-Bus-Kommunikationssystem im Fahrzeug ist mittlerweile Stand der Technik. Dies alles verbessert die Kostensituation, es bleibt dennoch spannend, ob der Durchbruch bei der heutigen Kostensensibilität des Pkw-Marktes gelingen wird.
Wird bei einem leistungsfähigen Pkw auf die Nutzung des engen Wendekreises verzichtet und nur auf die fahrdynamischen Vorteile des Hinterradlenkkonzeptes Wert gelegt, kann man sich mit der passiven Allradlenkung begnügen. Bei dieser Version von Hinterradlenkung werden eigentlich nur die Vorderräder aktiv gelenkt. Die Hinterradaufhängung lässt über eine definierte Elastokinematik mittels Gummi- oder Kunststoffbuchsen in Verbindung mit der Radaufhängungsmechanik gewisse Schwenkbewegungen der Hinterräder zu. Das damit in begrenztem Umfang erzielte passive Mitlenken der Hinterräder erhöht die Kurvenfreudigkeit und Agilität des Fahrzeugs merklich, ohne dass Geradeauslauf oder Spurstabilität in Kurven beeinträchtigt werden.

3.4.9 Steer-by-wire-Lenksystem und Einzelradlenkung

Alle bis heute für den Pkw entwickelten Serienlenksysteme basieren letztlich auf einer zuverlässigen mechanischen Übertragungseinrichtung zwischen Lenkrad und Rad. Der Fahrer hat damit unter allen Betriebsbedingungen des Fahrzeugs den direkten mechanischen Durchgriff auf die lenkbaren Räder und kann so unmittelbar seine vorgesehene Fahrroute umsetzen.
Die in den letzten Jahrzehnten von den Lenkungsherstellern und der Fahrzeugindustrie durchgeführten Weiterentwicklungen im Lenkungssektor beschränken sich weitgehend auf die Unterstützung der Lenkkraft. So bieten inzwischen hydraulische oder elektromechanische Servolenksysteme für alle möglichen Fahrzustände perfekt angepasste Lenkkräfte, vertrauen aber nach wie vor auf den mechanischen Übertragungsmechanismus. Besonders im Fehlerfall, d.h. wenn Servosysteme in den so genannten Fail-Safe-

bzw. Fail-Silent-Modus abgeschaltet werden, übernehmen mechanische Komponenten die Aufgabe, den Lenkbefehl des Fahrers auf die Räder zu übertragen.
Selbst bei der Aktiv- bzw. Überlagerungslenkung behält der mechanische Übertragungsmodus einen wichtigen Stellenwert. Zwar wird hier, wie in Abschnitt 3.4.6 beschrieben, die mechanische Verbindung zwischen Lenkrad und Rad erstmals aufgetrennt, um einen begrenzten autonomen Lenkeingriff durch einen elektromechanischen Steller durchführen zu können, jedoch ist konstruktiv in der Differenzwinkeleinheit sichergestellt, dass im Fail-Safe-Modus die durchgängige mechanische Rückfallebene zur Verfügung steht.
Mit Steer-by-wire-Lenksystemen wird erstmals ein neuer radikaler Ansatz versucht. Dieser ist gekennzeichnet durch eine rein elektronische Übertragung des Fahrerlenkwunsches bzw. einer völligen Entkopplung der mechanischen Lenkbewegung des Fahrers von der Lenkung der Räder. Die herkömmlichen mechanischen Übertragungseinrichtungen entfallen. Statt dessen erzeugt der Fahrer durch seine Lenkbewegung an der so genannten Lenkhandhabe, heute noch dem traditionellen Lenkrad, künftig vielleicht auch einem Joystick oder einem anderen Steuergriff nur noch Daten, mit der eine elektronische Steuereinheit gespeist wird. Dieses Steuermodul wertet die Daten aus und setzt sie in entsprechende Lenkbefehle um. Damit wird das Lenkgetriebe angesteuert, das die gewünschte Lenkbewegung ausführt.
Wertet man die Entwicklungshistorie der Pkw-Lenkung nur aus Konzeptsicht in den letzten 40 Jahren, so kann man stark vereinfacht von der „Evolution einer mechanischen Übertragungseinrichtung für den Lenkwunsch des Fahrers“ sprechen. Verglichen damit handelt es sich bei der Einführung der Steer-by-wire-Technologie um eine „Revolution in der Übertragung des Fahrerlenkwunsches“.

- Mit Hilfe von Hydraulik, Elektrik, Sensorik und Elektronik wurden in der Vergangenheit viele neue Komfort- und Sicherheitsfunktionen entwickelt, die das Führen eines Fahrzeugs deutlich komfortabler und sicherer gemacht haben.
- Trotz aller Hydraulik, Elektrik, Sensorik und Elektronik basiert das Sicherheitskonzept der derzeit fortschrittlichsten Aktivlenkung noch auf einer durchgängigen Kette erprobter mechanischer Bauteile.
- Der Innovationsschritt beim Sicherheitskonzept war traditionell von einer Lenkungsgeneration zur nächsten immer sehr viel kleiner als die Innovationsschritte auf der Funktionsseite.
- Steer-by-wire-Systeme in „Reinform“ unterscheiden sich drastisch im Sicherheitskonzept von herkömmlichen Lenksystemen. Im Fehlerfall genügt kein Abschalten des Systems in den Fail-Silent-Modus, sondern ein Fail-Operational-Modus, d.h. ein redundantes Ersatzsystem mit vollem Funktionsumfang muss dafür existieren.
- Zur Markteinführung des Steer-by-wire-Systems im Pkw benötigt man wahrscheinlich für die erste Phase der Vertrauensbildung eine klassische mechanische oder hydraulische Rückfallebene als Sicherheitskonzept.

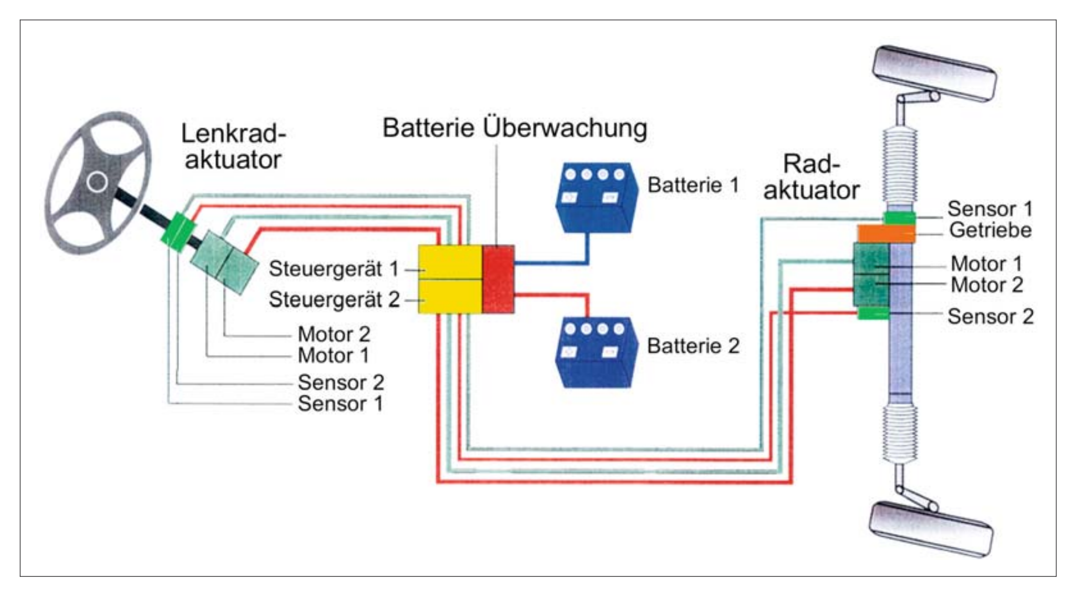


Bild 3-133: Konzeptdarstellung des Steer-by-wire-Lenksystems

3.4.9.1 Systemkonzept und Bauteile

Im Wesentlichen setzt sich ein Steer-by-wire-Konzept aus zwei Baugruppen, einem Lenkradmodul oder Lenkradaktuator und einem Lenkmodul oder Radaktuator, zusammen. Das Lenkradmodul im Bereich der oberen Lenksäule umfasst ein herkömmliches Lenkrad, eine Anzahl von Sensoren, die Lenkwinkel und Lenkkraft bzw. Lenkmoment erfassen, und einen trägheitsarmen Lenkradmotor, der dem Fahrer das entsprechende Lenkgefühl vermittelt.

Es könnte ja statt des Lenkrads auch ein beliebig anderes Steuerelement verwendet werden. Studien von Verkehrspsychologen zeigen jedoch, dass das Lenkrad nach wie vor zu den besten Vermittlungsinstrumenten der für den Fahrer wichtigen haptischen Informationen zählt. Zudem vermindern dem Fahrer durch langjährige Übung vertraute Bedienelemente Unfallrisiken, falls reflexgesteuerte Lenkkorrekturen bei kritischen Fahrzuständen erforderlich sind.

Das Lenkmodul besteht hauptsächlich aus einem elektromechanischen Zahnstangenservolenkgetriebe. Aus Sicherheitsgründen wird die Zahnstange von zwei redundant aufgebauten Elektromotoren über evolventverzahnte Ritzel angetrieben. Die Hochleistungselektromotoren sind üblicherweise als bürstenlose permanentmagneterregte Gleichstrommotoren ausgeführt. Damit sie besonders kompakt bauen, benutzt man Magnetwerkstoffe aus seltenen Erdmetallen. Zur Erfassung von Lenkwinkel und Lenkkraft sind ebenfalls Sensoren im Lenkmodul installiert. Verschleißfreie, berührungslose magnetoresistive Sensorkonzepte werden dafür bevorzugt verwendet.

Eine elektronische Steuereinheit verarbeitet alle von Lenkrad- und Lenkmodul registrierten Daten zusammen mit den aus anderen Fahrzeugsystemen zur Verfügung stehenden Informationen. Die technischen Anforderungen an die Leistungsfähigkeit des elektronischen Steuergerätes müssen allerhöchsten Ansprüchen genügen. Dies hat mit der enormen Vielfalt von permanent zu verarbeitenden Informationen zu tun ebenso wie mit der aus Sicherheitsgründen durchgängig redundanten Systemstruktur. In einigen Fällen erfordert dies bis zu drei von einander unabhängige Sensoren für ein einziges sicherheitsrelevantes Signal. Nur dann ist im Fehlerfall ein sicherer Fail-Operational-Modus des Systems bei jedem Fahrzustand garantiert. Die Sicherstellung der Betriebsbereitschaft dieser jederzeit nutzbaren unabhängigen zweiten Funktionseinheit erhöht die Komplexität der Steuereinheit enorm. Je nach Funktions- und Sicherheitsstruktur sind bis zu acht 32-Bit-Hochleistungsmikroprozessoren in der Steuereinheit konzentriert. Ihnen sind bestimmte Aufgaben zugeordnet, sie tauschen permanent untereinander Daten aus und überwachen sich gegenseitig auf Funktionstüchtigkeit und Plausibilität der ausgegebenen Sollwerte.

Aus Vereinfachungs- und Kostengründen sowie aus Sicht der Marktakzeptanz wird bei den ersten Steer-by-wire-Serienprojekten wohl noch – wie schon angesprochen – ein Sicherheitsbaustein als Fail-Safe-Rückfallebene für den Fehlerfall eingebaut. Dies kann je nach Fahrzeuggröße eine hydraulische oder eventuell mechanische Rückfallebene sein.

Die hydraulische Rückfallebene kann auf die traditionelle Lenkwelle als Verbindung zwischen Lenkrad und Lenkmodul verzichten, was, wie später gezeigt wird, einen wichtigen Systemvorteil bei der Steer-by-wire-Technik darstellt. Außerdem eignet sie sich auch für schwere Fahrzeuge der Luxusklasse, dem wichtigsten Fahrzeugsegment für Steer-by-wire-Technologie. Eine in das Lenkradmodul integrierte Handpumpe wie z.B. die in klassischen hydrostatischen Lenkanlagen der Schlepperindustrie eingesetzte Eaton-Verdrängerpumpe ist über Schläuche und Rohre mit einem in das Zahnstangenservolenkgetriebe integrierten Arbeitszylinder verbunden – ähnlich einer klassischen hydraulischen Zahnstangenlenkung – und bildet somit für Notfälle ein hydrostatisches Ersatzlenksystem.

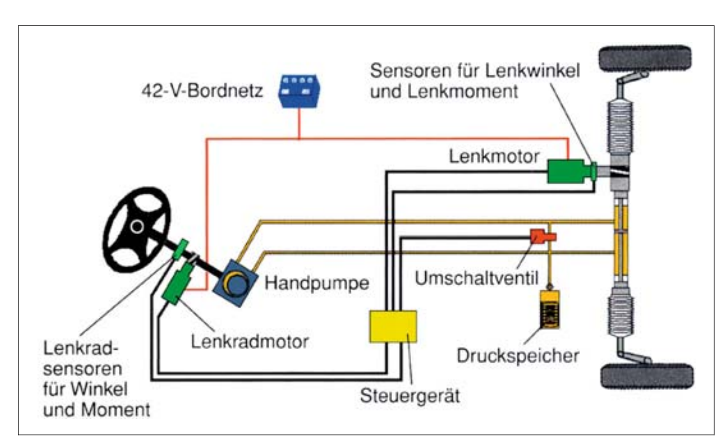


Bild 3-134:
Systembild eines Steer-by-wire-Lenksystems mit hydraulischer Rückfallebene

Ein kleiner Druckspeicher, der über die Hydraulikleitungen angeschlossen ist, sorgt stets für eine geschlossene Ölsäule im System. Die Zuschaltung des hydrostatischen Notlenksystems erfolgt durch ein federbelastetes Umschaltventil, das elektrisch ansteuerbar ist ähnlich einem Ruhestromrelais. Nicht zugeschaltet zirkuliert die hydrostatische Ölsäule wirkungslos zwischen den beiden kurzgeschlossenen Hälften des Arbeitszylinders (**Bild 3-134**).
Eine mechanische Rückfallebene ist einfacher und kostengünstiger umzusetzen. Sie eignet sich jedoch nur für leichtere Fahrzeuge, bei denen im Fehlerfall die gesetzlichen Grenzwerte der Betätigungskraft unter manuellen Notlenkbedingungen nicht überschritten werden. Hier bleibt außerdem die bisher bei Servolenkungen übliche Lenksäulen- und Lenkwellenkonstruktion in den Hauptbestandteilen erhalten. An geeigneter Stelle ist die Lenkwelle mit einer elektrisch angesteuerten Trennkupplung ausgerüstet, die im Normalfall bestromt und offen ist, so dass Lenkrad- und Lenkmodul keine mechanische Verbindung haben. Im Fehlerfall wird die Trennkupplung stromlos geschaltet und über einen Federmechanismus geschlossen. Damit steht für Notlenkmanöver wieder eine durchgängige mechanische Rückfallebene mit direktem Durchgriff vom Lenkrad zu den gelenkten Rädern zur Verfügung.
Allerdings ist bei dieser Lösung ein wesentlicher Vorteil der „reinen" Steer-by-wire-Version verloren gegangen. Weil die Lenksäule mit Lenkwelle als Bauteile für die Fail-Safe-Rückfallebene benötigt werden, sind der erweiterte Gestaltungsspielraum für Links- und Rechtslenker ebenso wie die bessere Crashsicherheit leider nicht mehr existent.
Ähnlich wie bei der elektromechanischen Lenkung beschrieben liegt die Problematik beim elektrischen Bordnetz. Eine unter allen Betriebsbedingungen stabile elektrische Stromversorgung muss garantiert sein. Das traditionelle 12/14-V-Netz ist dafür nicht ausreichend. Seit einigen Jahren arbeiten Experten an der Entwicklung eines 42-V-Bordnetzes bzw. an der Verwirklichung anderer Hochleistungsbordnetze. Der Durchbruch für eine industrialisierbare Lösung lässt noch auf sich warten. Für die Einführung von Steer-by-wire-Systemen ist dies aber Voraussetzung. Offensichtlich fällt es auch noch schwer, mit den vorgegebenen Kostenzielen ein vollständig redundantes Bordnetz der gehobenen Leistungsklasse zu schaffen, ohne das ein „reinrassiges" Steer-by-wire-System nicht betrieben werden kann.

3.4.9.2 Technik, Vorteile und Chancen

Auf der einen Seite bietet der technische Freiraum zur Gestaltung von Lenkfunktionen unter Komfort-, Sicherheits- und Fahrerassistenzgesichtspunkten enorme Möglichkeiten bei Steer-by-wire-Konzepten durch die völlige Entkopplung von Lenkrad- und Lenkmodul. Es ist nur eine Frage der Anzahl von mittels Sensoren abgegriffenen Daten aus allen im Fahrzeug verfügbaren Systemen und deren Kombinationen mit Hilfe im Steuergerät abgelegter Regelalgorithmen, um dem Fahrer das Führen des Fahrzeugs unter allen vorstellbaren Betriebsbedingungen so sicher und so einfach wie möglich zu machen.
Auf der anderen Seite ist sehr genau darauf zu achten, dass dabei nicht über das Ziel hinausschossen wird. Wie die bereits angesprochenen Erfahrungen mit der elektromechanischen Lenkung und der Aktivlenkung gezeigt haben, muss man sorgsam darüber wachen, dass neu entwickelte Funktionen und Auslegungsprinzipien von allen Fahrern als unterstützend und hilfreich empfunden werden. Besonders Stabilisierungsfunktionen, die auf automatischen fahrerunabhängigen Lenkeingriffen beruhen, bergen die Gefahr, als Bevormundung des Fahrers oder gar als Entzug der Verantwortung für die jeweilige Fahrsituation wahrgenommen zu werden, was natürlich weder wünschenswert, noch nach Gesetzeslage zulässig ist.
Ein weiterer beachtenswerter Punkt bei Steer-by-wire-Systemen betrifft die in Echtzeit durch die Lenkhandhabe zu vermittelnden haptischen Informationen, die den Reifen-Fahrbahn-Kraftschluss möglichst präzise beschreiben müssen. Diese Information hat für den Fahrer hohen Stellenwert, weil er daran die passende Fahrgeschwindigkeit sowie das nutzbare Beschleunigungs- und Bremsvermögen des Fahrzeugs ausrichtet. Es ist meist auch die einzige Informationsquelle, die ihm schnell genug Kenntnis von sich plötzlich ändernden Fahrbahnreibwerten liefert, damit er nach erlernten Verhaltensmustern reflexartig eine gefährliche Situation wieder „einfangen" kann.
Diese so genannten Feedback-Informationen, die dem Fahrer das gewohnte Lenkgefühl vermitteln, müssen bei Steer-by-wire künstlich durch den Lenkradmotor im Lenkradmodul erzeugt werden. Entsprechend der vorliegenden Sensordaten errechnet die Steuerelektronik einen Stellwert für den Lenkradmotor, der am Lenkrad damit einen Lenkwiderstand abbildet. Dieser sollte im Idealfall die Kraftschlussverhältnisse Reifen-Fahrbahn genau, auf angenehmem Kraftniveau und in einem linearen Zusammenhang wiedergeben.
Auch Rückstellkräfte bei Kurvenfahrt lassen sich so simulieren. Beim Lenkeinschlag wirkt der Lenkradmotor der Einschlagrichtung und dem Einschlagmoment in beliebig festlegbarer Höhe entgegen, unabhängig davon, ob die Achsrückstellkräfte des Fahrzeugs ideale Werte erreichen oder nicht. Selbst ein Endanschlag lässt sich mit einem Blockademoment im Lenkradmotor simulieren, ohne dass ein mechanischer Anschlag in der oberen Lenksäule nötig ist.
Störkräfte die auf die gelenkten Räder einwirken, beispielsweise Reifenunwucht, Schlaglocheinwirkung usw. lassen sich einfach selektiv ausblenden oder am Lenkrad mit beliebiger Stärke abbilden. Über die

Gestaltung der Steuerungssoftware lässt sich dies beliebig skalieren, was bei traditionellen Lenksystemen mindestens konstruktive Maßnahmen an Mechanik oder Hydraulik erfordert hätte.
Auf dieselbe Art und Weise kann das Lenksystem über die parametrisierbare Software optimal an jedes Fahrzeug angepasst werden. Selbst das Eigenlenkverhalten wie Über- oder Untersteuern kann man damit beeinflussen, um jedem Fahrzeugtyp den gewünschten Markencharakter bei der Fahrdynamik aufzuprägen, den man auch „*Blend-by-wire*" nennt. Denkbar ist selbst, dem persönlichen Fahrstil des jeweiligen Fahrers dadurch Rechnung zu tragen, dass seine bevorzugten Lenkungsparameter individuell gesteuert werden. Nach Abspeicherung können sie dann analog einer heutigen Sitz- oder Spiegel-Memoryfunktion jederzeit bei Fahrtantritt abgerufen werden.
Was die Fahrerassistenz- und Stabilisierungsfunktionen angeht, lassen sich selbstverständlich alle bereits bei der elektromechanischen Servolenkung und der Aktiv- bzw. Überlagerungslenkung praktizierten und dort beschriebenen Lösungen wie variable geschwindigkeitsabhängige Übersetzung, Lenkvorhalt, Gierratenregelung, Giermomentenkompensation, Seitenwindausgleich, automatisiertes Einparken usw. umsetzen. Insofern stellt zumindest die Aktivlenkung in Teilbereichen schon einen ersten Schritt zur Steer-by-wire-Funktionalität dar.
Durch die vollständige mechanische Entkopplung von Lenkrad und Lenkgetriebe lassen sich in ferner Zukunft sicherlich noch visionärere Funktionen entwickeln. Vollautomatische Spurführung, vollautomatisierte Ausweichmanöver ohne Zutun des Fahrers – wenn die Bordsensorik unmittelbar drohende Unfallgefahr durch ein vom Fahrer unerkanntes Hindernis feststellt – sowie in Verbindung mit allen anderen Fahrzeugsystemen des Brems- und Antriebsbereiches letztlich ein autonomes Fahren ist vorstellbar.
Wenn Software immer mehr Aufgaben der Hardware übernehmen kann, lassen sich gewöhnlich deutliche Kosteneinsparungen realisieren. Dieser Effekt würde die positive Marktakzeptanz begünstigen.
Mit Hilfe einer Einzelradlenkung (jedes Vorderrad wird einzeln von einem elektrisch angesteuerten Aktuator eingelenkt und die starre Verbindung über eine Spurstange entfällt) kann der Radeinschlagwinkel allein über die in der Software des Steuergerätes hinterlegten Regelalgorithmen so individuell ausgeführt werden, dass die heutigen ausgeklügelten mechanischen Multilenkerachsen durch viel einfachere und kostengünstigere Radaufhängungen ersetzbar sind.
Doch bis diese Vision zur Realität geworden ist, müssen noch eine Reihe gesetzlicher Vorschriften geändert werden. Zudem muss dem Sicherheitsbedürfnis der Autofahrer durch den Nachweis der Fehlersicherheit komplexer elektronischer Systeme Rechnung getragen werden.

3.5 Federn und Stabilisatoren

3.5.1 Aufgabe der Federung

Die Federung als Oberbegriff für das Zusammenwirken von Tragfedern, Stabilisatoren und Schwingungsdämpfern hat eine Reihe für das Gesamtverhalten des Fahrwerks höchst bedeutsame Aufgaben zu erfüllen, die sowohl zum Komfort als auch zur Fahrsicherheit eines Fahrzeuges beitragen. So soll sie den Fahrzeugaufbau und damit vor allem auch die Insassen vor unangenehmen Hub, Nick und Wankschwingungen sowie vor Stößen schützen und damit zum mechanischen Schwingungskomfort beitragen. Darüber hinaus soll sie für eine möglichst gleichmäßige Bodenhaftung der Räder sorgen, als Voraussetzung für die zur Kurshaltung, zum Antreiben und Bremsen erforderliche Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn. Dies ist ein wesentlicher Aspekt der Fahrsicherheit.
Die Federung trägt ebenfalls durch die Aufteilung der Wankabstützung zwischen den beiden Achsen maßgeblich zum Fahrverhalten eines Fahrzeuges bei.
In Bild 3-135 sind Anforderungen an ein Federungssystem zusammengefasst.

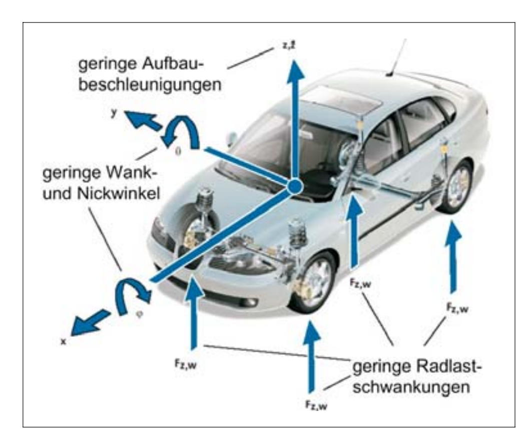


Bild 3-135: Anforderungen an ein Federungssystem

3.5.2 Konstruktion und Berechnung von Stahlfedern

Im Fahrwerk werden drei Arten von Stahlfedern eingesetzt: Blattfedern, Stabfedern und Schraubendruckfedern. Zuerst wurden Blattfedern eingesetzt. Im Jahr 1703 wurde die erste Schraubendruckfeder aus Stahl für die Aufhängung eines Wagenkastens eingesetzt und ist spätestens seit der Erfindung des McPherson-Federbeins aus den aktuellen Fahrwerken nicht wegzudenken.

3.5.2.1 Blattfedern

Blattfedern stellen eine klassische Federform dar, die schon bei Kutschen eingesetzt worden sind. Mehrlagige Blattfedern zeichnen sich durch ihre Robustheit und Zuverlässigkeit bei relativ niedrigen Kosten aus. In Verbindung mit Starrachsen finden konventionelle Blattfedern aber heute nur noch bei wenigen Personenfahrzeugen (Geländefahrzeuge) Verwendung. Bei Nutzfahrzeugen sind Blattfedern nach wie vor an Vorder- und Hinterachse die Standardlösung.
Der wesentliche Vorteil der Blattfeder gegenüber anderen Federbauarten besteht darin, dass sie nicht nur als Federelement dient, sondern gleichzeitig als Konstruktionselement zur Verbindung von Aufbau und Achse (insbesondere zur Führung der Achse) eingesetzt werden kann (**Bild 3-136**). Darüber hinaus besitzen Blattfedern aufgrund der Reibkräfte zwischen den Federblättern noch Dämpfungseigenschaften. Daher können Blattfedern die Arbeit der Schwingungsdämpfer unterstützen.

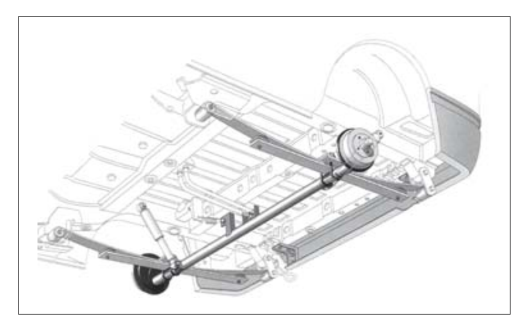


Bild 3-136: Blattfeder geführte Hinterachse bei einem Lieferfahrzeug (aktueller VW-Caddy)

Die verschiedenen BlattfederKonstruktionen basieren auf einfachen Grundbauformen (**Bild 3-137**) [35]:

Rechteck
Ein Biegebalken mit konstantem Rechteckquerschnitt kann als einfachste Form der Blattfeder angesehen werden. Aufgrund des linear ansteigenden Biegemoments vom freien Balkenende bis zur Einspannung sind jedoch große Teile des Federelementes nicht ausgenutzt, so dass ein unnötig großes Federgewicht resultiert.

Dreieck
Bei einer Blattfederkonstruktion mit konstanter Dicke und linear zunehmender Breite vom freien Ende bis zur Einspannung passt sich die Federform dem Biegemomentenverlauf ideal an und bildet somit einen Träger gleicher Festigkeit. Das spitz zulaufende, freie Ende ist jedoch zur Krafteinleitung ungeeignet und die große Breite in der Einspannung stört in vielen Fällen, so dass sich diese Grundbauform nicht durchgesetzt hat.

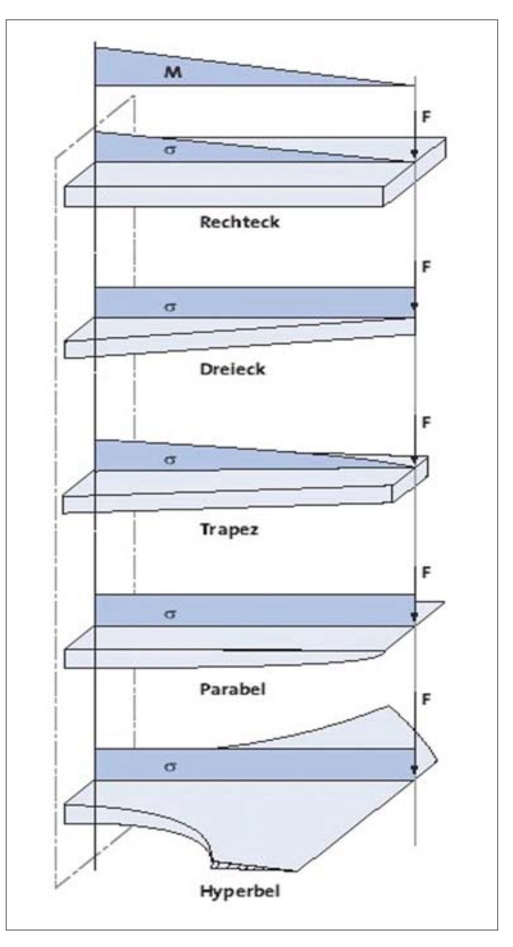


Bild 3-137: Grundformen von Blattfedern

Trapez
Eine Trapezfeder entsteht, wenn das freie Ende der Dreieckfeder bei konstanter Blattdicke abgeschnitten wird. Die Trapezfeder kann als Grundbauform der konventionellen, geschichteten Blattfeder angesehen werden.

Parabel
Bei konstanter Breite und einem Dickenverlauf, der einer invers quadratischen Parabel folgt, ergibt sich die Grundform der Parabelfeder. Ebenso wie die Dreieckfeder stellt sie einen Biegeträger gleicher Festigkeit dar. Da die Parabelfeder in idealer Ausführung wegen der dünnem Enddicken nicht zur Einleitung von Kräften geeignet ist, wird sie in der Praxis so ausgeführt, dass sie ab dem letzen Viertel ihrer freien Länge ihre Dicke beibehält. Die Parabelfeder ist leistungsfähiger als die Dreieckfeder, weil sie innerhalb gegebener Blattbreite und Federlänge ein größeres Materialvolumen unterbringt.

Hyperbel
Nimmt die Dicke von der Einspannung zum freien Ende linear auf Null ab und wird die Querschnittsfläche konstant gehalten, so ergibt sich für die Breite die Form einer Hyperbel. Mit dieser Form liegt ebenso wie bei der Dreieck- und der Parabelform ein Träger gleicher Biegefestigkeit vor. Um die unendlich kleine Enddicke bei unendlich großer Endbreite zu vermeiden, begrenzt man den hyperbolischen Breitenverlauf und führt den Träger ab bestimmter Länge mit konstanter Breite und Dicke bis zum Trägerende aus.
Die Realisierung einer Blattfeder auf Basis der genannten Grundformen, würde bei der Mehrzahl der Anwendungsfälle zu einer zu großen Breite führen. Daher bestehen Blattfedern üblicherweise aus mehreren Federblättern konstanter Breite, die zu einem Federpaket zusammengefasst werden.

Blattfedern mit linearer Kennlinie

Sind alle Federlagen einer Blattfeder über den gesamten Federweg an der Federung beteiligt, ergibt sich eine lineare Federkennlinie. Auf Basis der Grundbauformen von Blattfedern unterscheidet man zwischen Trapez- und Parabelfedern bei der linearen Blattfeder (**Bild 3-138**) [35, 36]

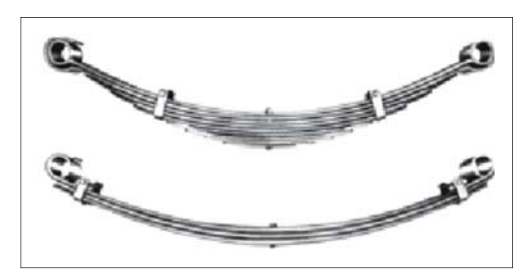


Bild 3-138: Trapezfeder (oben) und Parabelfeder (unten)



Bild 3-139: Grundkörper einer Trapezfeder

Trapezfeder
Die Trapezfeder entsteht aus einem doppelt trapezförmigen Einzelelement (**Bild 3-139**). Zusätzlich befindet sich in der Mitte ein rechteckiges Segment von der Länge der Mitteneinspannung. Indem dieses abgewandelte Doppeltrapez gedanklich in schmale Blattstreifen von halber Federbreite zerschnitten wird und die einzelnen Streifen aufeinander geschichtet werden, erhält man den Grundkörper der Trapezfeder.
Die in der Regel zahlreichen Einzelblätter der Trapezfeder berühren sich auf voller Länge untereinander und verschieben sich daher bei Federbewegungen gegeneinander. Je nach örtlicher Flächenpressung ergeben sich daraus Kräfte, die wegen des aus der Schichtung entstandenen vielfach unbestimmten Systems schwierig zu erfassen sind. Darüber hinaus sind diese Reibkräfte zustands- oder umweltabhängig und können zu starker Korrosion führen. Die Folge ist eine zeit- und zustandsabhängige Federkennlinie mit veränderlicher Hysterese. Um die Reibkräfte zu reduzieren, können die Gleitflächen der Federblätter gefettet, lackiert oder mit Korrosionsschutzwachs behandelt werden. Jedoch wirken diese Maßnahmen nur zeitlich begrenzt, so dass eine regelmäßige Wartung der Trapezfeder erforderlich ist. Eine Konsequenz aus dem negativen Einfluss der hohen, unkontrollierten Zwischenblattreibung ist die Reduzierung der Blattzahl von Trapezfedern.

Parabelfeder
Die Grundbauform der Parabelfeder mit endlicher Dicke am Blattende stellt in sich schon eine praktisch verwendbare Blattfeder dar, sofern die erforderliche Blattbreite noch konstruktiv ausführbar ist. Mit einer gegenüber der idealen Parabel überhöhten und konstanten Dicke über die Länge der Mitteneinspannung wird sie als Einblatt-Parabelfeder in meist leichteren Fahrzeugen eingesetzt (**Bild 3-136**).
Wird die vorgesehene Einbaubreite von der errechneten Breite überschritten, so werden mehrere parabelförmige Federblätter übereinander platziert, so dass eine Parallelschaltung entsteht.

Blattfedern mit progressiver Kennlinie

Um ein möglicht großes Nutzlastverhältnis bei Nutzfahrzeugen zu erzielen werden oft progressive Federn eingesetzt. Durch die in **Bild 3-140** dargestellten Möglichkeiten können Blattfedern mit progressiver Kennlinie erzeugt werden [35, 36].

Berechnung
Die Berechnung von Blattfedern erfolgt nach den Grundlagen der Festigkeitslehre. Den Zusammenhang zwischen den Verformungen und Spannungen liefert das Hooksche Gesetz. Daraus ergibt sich die Beziehung zwischen der Durchbiegung f und der Last F am Ende eines einseitig eingespannten Biegebalkens (**Bild 3-141**):



Bild 3-140: Blattfeder mit Zusatzfeder (oben) bzw. Stützfeder (unten) zur Erzielung progressiver Kennlinien

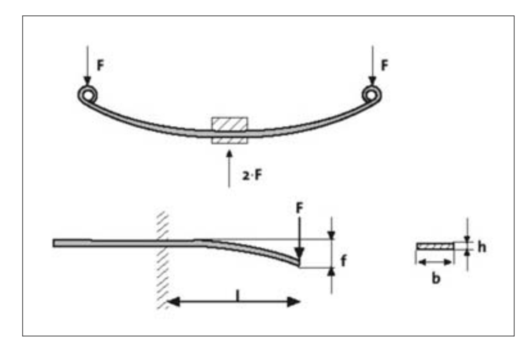


Bild 3-141: Berechnungsgrundlagen für Blattfedern

$$f = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} \tag{3.10}$$

Für das Flächenträgheitsmoment eines Rechteckquerschnittes gilt:

$$I = \frac{b \cdot s^3}{12} \tag{3.11}$$

Damit erhält man entsprechend für die Federsteifigkeit einer Blattfederhälfte:

$$c_f = \frac{F}{f} = \frac{1}{4} \cdot \frac{b \cdot s^3}{l^3} \cdot E \approx const \tag{3.12}$$

Die maximale Biegespannung ergibt sich aus:

$$\sigma_{\mathrm{b\,max}} = \frac{3 \cdot F \cdot l}{b \cdot h^2} \tag{3.13}$$

Die nachfolgend zusammengestellten Berechnungsgleichungen der verschiedenen Blattfederkonstruktionen gelten für die Berechnung der Feder bei vertikaler Belastung.
Für die symmetrische Trapezfeder mit gleicher Dicke (**Bild 3-142**) erhält man mit n als Anzahl der Einzelblattfedern:

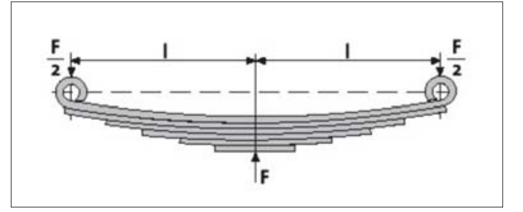


Bild 3-142: Symmetrische Trapezfeder

$$f = \frac{2 \cdot K \cdot F \cdot l^3}{E \cdot n \cdot b \cdot h^3}, \quad c_{\mathrm{f}} = \frac{E \cdot n \cdot b \cdot h^3}{2 \cdot K \cdot l^3},$$

$$\sigma_{\mathrm{b\,max}} = \frac{3 \cdot F \cdot l}{n \cdot b \cdot h^2} \tag{3.14}$$

Der Durchbiegungsfaktor K ergibt sich aus der Gesamtanzahl der Einzelblattfedern n und der Anzahl der Federn an den Enden n':

$$K = \frac{3 \cdot n}{2 \cdot n + n'} \tag{3.15}$$

Für die ein- oder mehrlagige symmetrische Parabelfeder ergibt sich mit der Mittendicke h_0 und der Einspanndicke h_1 (**Bild 3-143**):

$$f = \frac{2 \cdot F \cdot l^3}{E \cdot n \cdot b \cdot h_0^3} \cdot \left(2 - \frac{h_1^3}{h_0^3}\right) \tag{3.16}$$

$$c_f = \frac{E \cdot n \cdot b \cdot h_0^3}{2 \cdot l^3 \cdot \left(2 - \frac{h_1^3}{h_0^3}\right)} \tag{3.17}$$

$$\sigma_{\mathrm{b\,max}} = \frac{3 \cdot F \cdot l}{n \cdot b \cdot h_0^2} \tag{3.18}$$

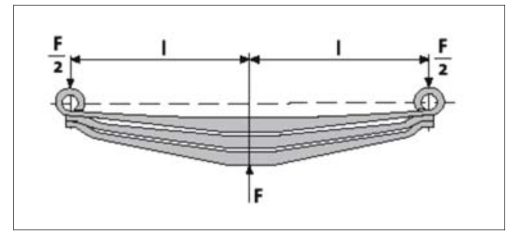


Bild 3-143: Symmetrische Parabelfeder

3.5.2.2 Drehstabfedern

Als Drehstabfedern bezeichnet man gerade Federstäbe mit Kreis-, Kreisring- oder Rechteckquerschnitt (**Bild 3-144**), welche überwiegend durch ein Torsionsmo-

ment beansprucht werden. Zur Aufnahme des Torsionsmoments ist in der Regel ein Stabende fest eingespannt, während das andere Stabende drehbar gelagert ist; jedoch sind auch Lösungen möglich, bei denen eine feste oder drehbare Lagerung in der Stabmitte mit entsprechenden Lagerungen der Stabenden erfolgt [35]. Drehstab- oder Torsionsstabfedern werden hauptsächlich zur Federung von Pkw und Transportern eingesetzt. Sie werden sowohl mit Quer- als auch mit Längslenkern und vereinzelt sogar mit Schräglenkern kombiniert. Für Vorderradaufhängungen werden Drehstabfedern überwiegend in Verbindung mit Querlenkern verwendet und in Fahrzeuglängsrichtung angeordnet. In **Bild 3-145** ist die Vorderachse eines Geländewagens mit Drehstabfederung dargestellt.

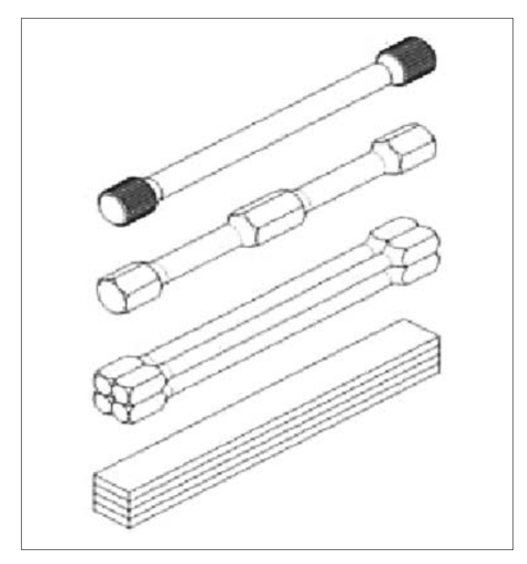


Bild 3-144: Drehstabfedern und Drehstabfederbündel

Grundbauformen der Drehstabfedern

Die Grundform bei Drehstabfedern ist der Einzelstab mit Kreisquerschnitt. Andere Ausführungen hinsichtlich Querschnittsform, Parallel- oder Reihenschaltung werden nur verwendet, wenn dies durch Bauraumverhältnisse, besondere Beanspruchungsarten oder spezielle konstruktive Forderungen notwendig ist.
Bei der Dimensionierung von Drehstabfedern muss auch der Bereich der Krafteinleitung besonders beachtet werden, da dort oft Zusatzbeanspruchungen wirksam sind, die die Lebensdauer der Federelemente beeinträchtigen können. Bei Stäben mit Kreisquerschnitt werden zur formschlüssigen Kraftübertragung meist Köpfe angestaucht, die entweder als Vierkant oder Sechskant ausgebildet sind oder Kerbverzahnungen enthalten. Drehstäbe als Rohr ausgeführt können im Hinblick auf eine Gewichtsreduzierung sinnvoll sein.

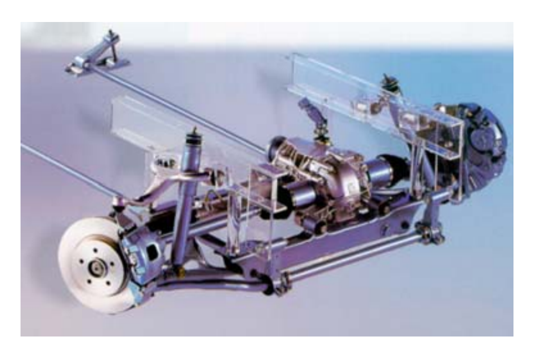


Bild 3-145: Verstellbare Drehstabfedern, Vorderachse Mercedes M-Klasse W163 (1997)

Parallelschaltung

Gebündelte Drehstäbe werden in der Hauptsache dort vorgesehen, wo die gewünschte Momentenkennlinie bei vorgegebener Einbaulänge mit Einzelstäben nicht verwirklicht werden kann, oder dort, wo kürzere Einbaulängen erzielt werden sollen.
Der Kennlinienverlauf eines Stabbündels ist nur für kleine Verdrehwinkel linear und hängt stark von den Einspannverhältnissen und der Anordnung der Einzelstäbe im Bündel ab. Dies gilt sowohl für Stabbündel aus Stäben mit Kreisquerschnitt als auch für solche aus Flachstäben. Darüber hinaus ist bei Flachstabbündeln zusätzlich eine mehr oder weniger große Reibungshysterese zu berücksichtigen. Der Einzelstab in Stabbündeln, sofern er nicht in der gemeinsamen Drehachse liegt, wird außer auf Torsion auch auf Biegung beansprucht, und zwar um so mehr, je weiter er von der Drehachse des Bündels entfernt liegt.

Reihenschaltung

Die Reihenschaltung von Drehstäben ist konstruktiv sehr aufwendig und wird daher meist nur in begrenzten Bauraumverhältnissen angewendet. Durch die Reihenschaltung von einem Drehstab und einem Drehrohr lässt sich ein größerer Federweg in begrenzten Bauraumverhältnissen integrieren (**Bild 3-146**).

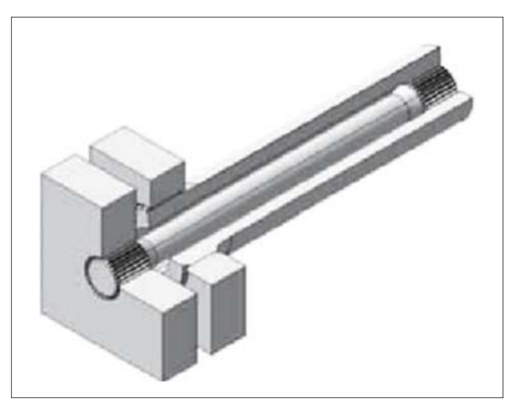


Bild 3-146: Reihenschaltung von Drehstab und -rohr

Berechnung

Für die Verwendung von Drehstäben als Kraftfahrzeugtragfedern wird die elastische Verdrehung des Torsionsstabes mit Hilfe einer Kurbel, die auf dem drehbar gelagerten Stabende sitzt und das Torsionsmoment aufbringt, in eine Hubbewegung umgewandelt. Das zugehörige Ersatzmodell ist in **Bild 3-147** dargestellt.

Als Kurbelarme dienen die Lenker der Achs- bzw. Radaufhängung. Die Drehstabfedern werden gewöhnlich in der aufbauseitigen Lagerachse der Lenker angeordnet, an deren gegenüberliegendem Ende die vertikale Radkraft als äußere Belastung angreift.

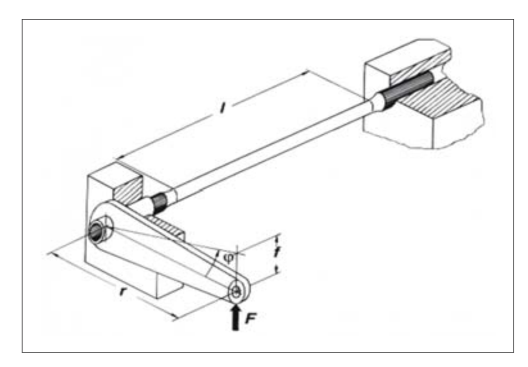


Bild 3-147: Kurbelmechanismus Drehstabfederung

Zwischen dem Verdrehwinkel φ und dem Torsionsmoment M_t eines Drehstabes mit kreisförmigem Querschnitt besteht der Zusammenhang:

$$\varphi = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_p} \tag{3.19}$$

Für das polare Flächenträgheitsmoment eines Vollstabes mit Kreisquerschnitt gilt:

$$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \tag{3.20}$$

Damit folgt für die Verdrehsteifigkeit c_{tor} eines solchen Stabes:

$$c_{tor} = \frac{G}{l} \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32} \tag{3.21}$$

Bezogen auf das Kurbelende erhält man damit näherungsweise die Federsteifigkeit:

$$\Delta z \approx r \cdot \Delta\varphi \,, \quad \Delta F \approx \frac{1}{r} \cdot \Delta M_t \,, \quad c = \frac{\Delta F}{\Delta z} = \frac{1}{r^2} \cdot c_{tor} \tag{3.22}$$

Während die Federkennlinie des Drehstabes linear ist, hängt die am Kurbelende wirksame Federsteifigkeit von der Kinematik der Lenkeranordung ab. Für genaue Berechnungen sind daher die entsprechenden trigonometrische Beziehungen einzusetzen.

An der Oberfläche eines Torsionsstabes mit Kreisquerschnitt beträgt die Schubspannung τ_t:

$$\tau_t = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3} \tag{3.23}$$

Der Drehstabdurchmesser d kann also zur Erzielung einer geeigneten Torsionssteife c_{tor} nicht frei gewählt werden. Ein Mindestdurchmesser ist in Abhängigkeit vom maximal zu erwartenden Torsionsmoment und der zulässigen Schubspannung festzulegen. In der Praxis sind zur Erzielung geeigneter Federsteifigkeiten daher in der Regel relativ große Stablängen erforderlich. Die Berechnung von Drehstabfedern mit Kreisringquerschnitt basiert auf der gleichen Berechnungsgrundlage wie für Drehstabe mit Kreisquerschnitt. Für das polare Flächenträgheitsmoment der Kreisringfläche folgt:

$$I_p = \frac{\pi \cdot \left(d_a^{\,4} - d_i^{\,4}\right)}{32} \tag{3.24}$$

3.5.2.3 Stabilisatoren

Die Wankfederung kann ohne Änderung der Vertikalfederung durch den Einbau einer Stabilisatorfeder versteift werden. Bei einer Wankbewegung des Aufbaus, d.h. einer gegensinnigen Einfederbewegung der Räder, wird der Stabilisator tordiert und liefert damit ein Rückstellmoment um die Wankachse, das die Aufbauneigung reduziert. Bei einer reinen Hubbewegung der Aufbaufederung an der betrachteten Achse bleibt der Stabilisator ohne Wirkung. Stabilisatoren sind daher nichttragende Federelemente in Fahrzeugen. Im Gegensatz zu allen Tragfedern, die auch im Ruhezustand durch die statischen Kräfte beansprucht sind, werden Stabilisatoren normalerweise nur während der Fahrphasen belastet. Bei Anregung nur eines Rades durch eine Fahrbahnunebenheit tritt eine einseitige Verhärtung der Radfederung ein.

Grundbauformen der Stabilisatoren

Stabilisatoren stellen im Wesentlichen U-förmig gebogene Bauteile dar. Der so genannte Stabilisatorrücken liegt in Fahrzeugquerrichtung, während die so genannten beiden Stabilisatorschenkel mehr oder weniger in Fahrzeuglängsrichtung zeigen (**Bild 3-148**).

Im Hinblick auf die Anordnung des Stabilisators im Fahrzeug können mehrere Varianten unterschieden werden. Die Enden der Schenkel können einerseits über Stabilenker mit der Achse und der Rücken über die beiden Schulterlager mit dem Aufbau verbunden werden. Die umgekehrte Anordnung ist ebenso möglich. Grundsätzlich können Stabilisatoren zusätzlich

zur Stabilisierung auch Führungsaufgaben der Achse übernehmen. Wird diese Funktion dem Stabilisator ebenfalls übertragen, müssen wegen der damit verbundenen Sicherheitsrisiken hohe Anforderungen an die Qualität gestellt werden.

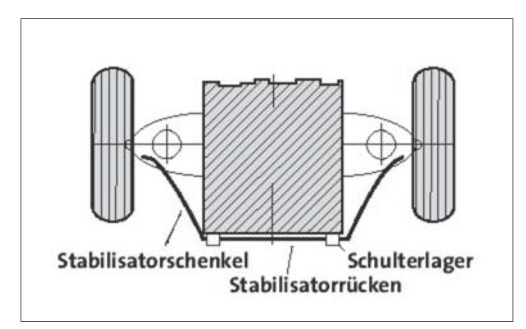


Bild 3-148: Aufteilung eines Stabilisators [37]

Die oft schwierigen Bauraumverhältnisse in einem Kraftfahrzeug können zu komplizierten Formen der Stabilisatoren führen; ihre U-Form bleibt aber im Prinzip erhalten. In **Bild 3-149** sind einige Beispiele für Stabilisatoren dargestellt.
Bei der Konstruktion von Stabilisatoren sollten möglichst wenige Abknickungen in möglichst nur einer Ebene vorgesehen werden. Dadurch wird die Fertigung der Teile erleichtert und die Kosten reduziert. Biegeradien sollten möglichst groß gewählt werden; wobei der Biegeradius mindestens das 1,5-fache des Stabdurchmessers haben sollte. Zur horizontalen Führung des Stabilisators werden im allgemeinen Ringe aufgebracht oder Flächen in den Querschnitt eingebracht. An den Lagerstellen des Rückens können Wülste für die horizontale Führung vorgesehen werden. Häufig werden zu diesem Zweck auch Ringe aufgepresst.

Um das Gewicht des Stabilisators zu reduzieren, können Rohrstabilisatoren zur Anwendung kommen. Mit einem Rohrstabilisator kann das Gewicht gegenüber dem formgleichen Vollstabilisator, bei gleicher Stabilisierungswirkung und entsprechender Maximalspannung, um bis zu 45 % reduziert werden. Die Gewichtseinsparung resultiert aus der günstigeren Spannungsverteilung im Querschnitt des Rohres.

Schenkelenden
Die Schenkelenden werden zum Zwecke der Krafteinleitung und Führung unterschiedlich gestaltet (**Bild 3-150**). Üblicherweise werden die Stabilisatorenden geplättet, gedreht oder geschmiedet. Falls die Anbindung zur Krafteinleitung kleine Biegeradien erforderlich macht, werden die Enden auch angeschweißt.

Schulterlager
Bei klassischen Schulterlagern gibt es das Gummielement in geschlossener oder geschlitzter Form. Die Fahrzeuganbindung erfolgt mit einer umschließenden Schelle. Im Allgemeinen wird für Gummilager nur minimale Torsions- und maximale Radialsteifigkeit gefordert. Um eine Rotation des Stabilisators relativ zum Gummielement zu ermöglichen, werden Teflon-Inliner, selbstschmierende Gummimischungen oder Fette als Zwischenmedium eingesetzt. Dabei handelt es sich um kostengünstige Lagerungen, die jedoch durch die Relativbewegung zwischen Stab und Gummielement anfällig für Verschmutzung und Verschleiß sind. Die aus der Relativbewegung zwischen Stabilisator und Lager resultierenden Geräusche sind häufig Gegenstand von Kundenbeschwerden.

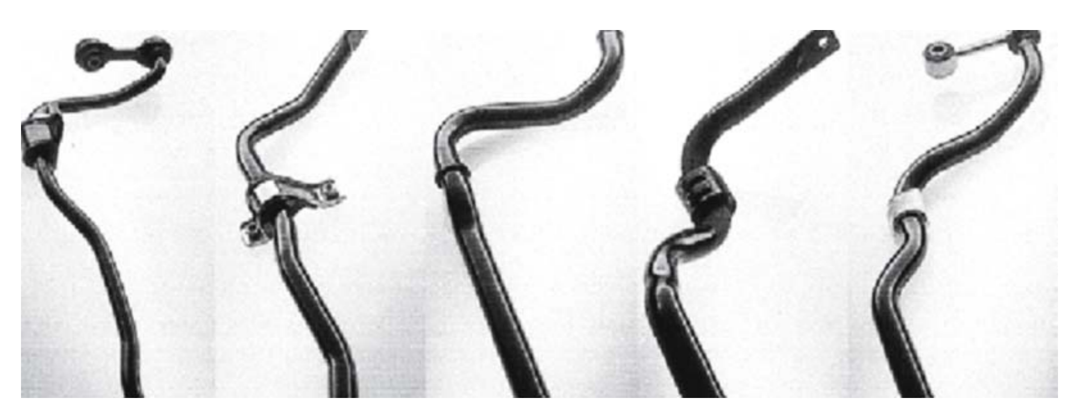


Bild 3-149: Beispiele für Pkw-Stabilisatoren

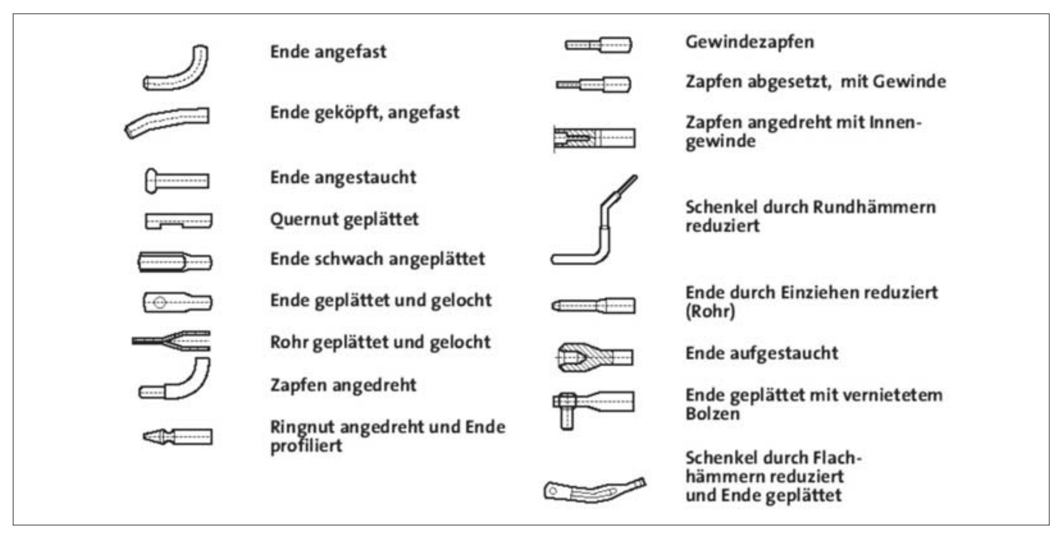


Bild 3-150: Stabilisatorschenkelenden

Darüber hinaus werden auch so genannte gebaute Schulterlager eingesetzt. In dem Gummi sind hierbei Stahl- oder Kunstoffeinlagen eingebracht. Bei dieser Bauform wird das Gummielement mit einer Schelle unter einer hohen radialen Vorspannung verpresst, so dass es nicht zu Relativbewegungen zwischen Stab und Gummielement kommen kann. Die Rotation des Stabes erfolgt innerhalb des Gummielements. Diese Lagerbauform zeichnet sich daher durch seine Geräusch-, Verschleiß- und Wartungsarmut aus, kann aber bei tiefen Temperaturen und Gummiverhärtung ebenfalls zu einem Durchrutschen des Stabilisators führen.

Die heute beste Lagerlösung stellt ein so genanntes postvulkanisiertes Gummilager dar, das sich durch einen festen Verbund auf dem lackierten Stabilisator auszeichnet. Sie sind geräusch-, verschleiß- und wartungsfrei. In den **Bildern 3-151** bis **3-154** sind die verschiedenen Schulterlagerbauformen dargestellt.



Bild 3-151: Schellen und Gummielemente konventioneller Schulterlager

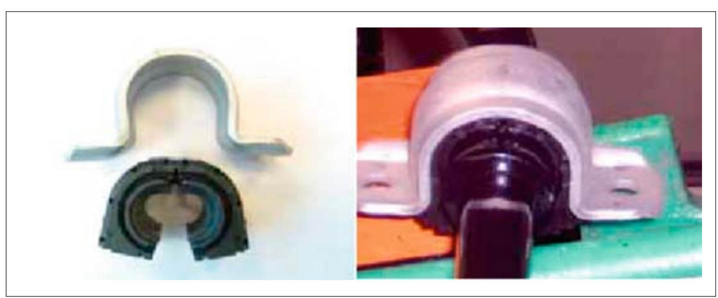


Bild 3-152: Gebaute Schulterlager mit einteiliger Schelle

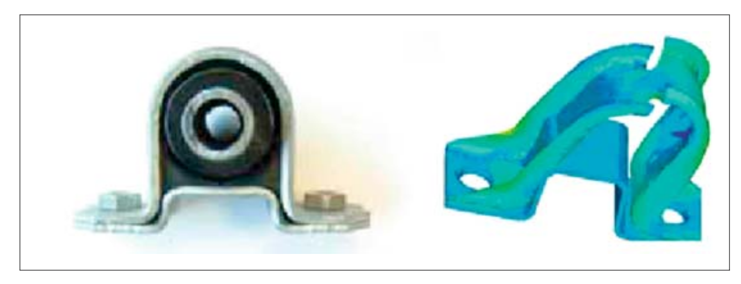


Bild 3-153:
Gebaute Schulterlager (links) mit crashoptimierter Schelle (rechts)

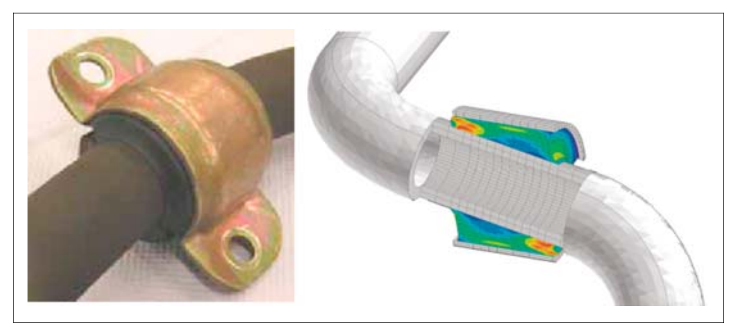


Bild 3-154:
Lagerung mit anvulkanisiertem Gummilager (links) und Spannungsverteilung im Gummi

Stabilisatorlenker

Die Stabilisatorschenkel werden mit 2-Punkt-Lenkern, deren Gelenke drei Drehfreiheiten aufweisen, mit dem Radträger verbunden, um die Bewegungen und Zug-Druckkräfte von einem zum anderen Rad weiterzuleiten [31]. Wenn die Einbauverhältnisse dies nicht zulassen, kann die Verbindung notfalls auch über die Radlenker geschehen, dann ist die Hebelarmübersetzung zu berücksichtigen (größere Kräfte, kleinere Hübe). Verschiedene Bauarten von Stabilisatorlenkern sind in (**Bild 3-155**) dargestellt.

Die Stabilisatorlenker sind nur bei den wechselseitigen Radbewegungen belastet und die Kräfte können bis zu 6 kN betragen. Die Verbindung sollte gerade verlaufen, damit an der Stange keine Biegung entsteht. So ist mit einem minimalen Stangenquerschnitt eine sehr steife Verbindung zu erreichen.

Es gibt zwei Gelenkausführungen für Stabilisatorlenker (**Bild 3-156**); mit Gummilager (Kippwinkel $< 10°$) oder Kugelgelenken ($> 10°$) an den Enden.

Die häufigsten Stabilisatorlenker bestehen aus zwei Kugelgelenken, die an beiden Enden mit einer Stahlstange verbunden werden. Damit lassen sich für jeden Einsatzfall mit entsprechenden Stangendurchmesser und -längen bzw. mit unterschiedlicher Relativstellung der Kugelgelenke zueinander Stabilisatorlenker herstellen.

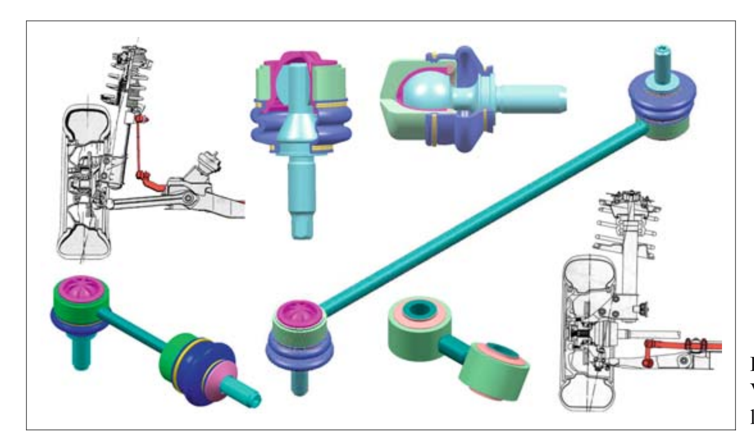


Bild 3-155:
Verschiedene Bauarten der Stabilisatorlenker



Bild 3-156: Ausführungen der Stabilisatorlenker: mit Kugelgelenk gegossen, geschmiedet, mit Gummilager



Bild 3-157: Alternativ-Werkstoffe

Aufgrund der auftretenden Relativbewegungen und damit möglichem Verschleiß, zählen die Stabilisatorlenker aus Geräuschgründen zu häufiger beanstandeten Bauteilen (besonders Stick-Slip-Verhalten). Die Gehäuse und die Verbindungsstange lassen sich auch einteilig herstellen. Damit sind jedoch für jeden Einsatzfall neue teure Werkzeuge erforderlich (**Bild 3-157**).
Die einteiligen Lösungen werden aus Kunststoff, aus Aluminium (geschmiedet oder gegossen) oder selten aus Zinkdruckguss hergestellt. Die kostengünstigsten sind die Stabilisatorlenker aus Kunststoff. Diese bauen jedoch großvolumiger als die Stahlstange, die üblicherweise einen Durchmesser von 7 bis 12 mm hat (**Bild 3-158**).

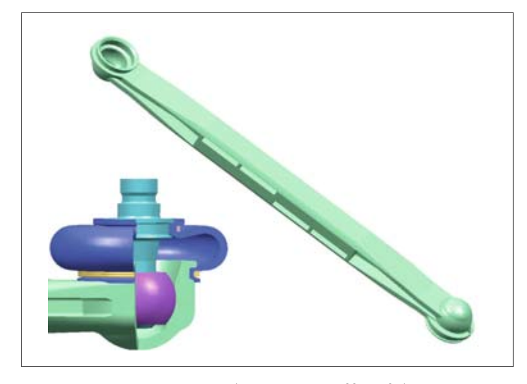


Bild 3-158: Kostengünstige Kunststoffausführung

Das Gewicht lässt sich mit einer Verbindungsstange aus einem Rohr anstatt Vollmaterial bzw. aus Aluminium anstatt Stahl reduzieren. Noch leichter, aber auch teurer ist die Verwendung von Compositwerkstoff (Endlos-Glasfaser mit Thermoplast-PA-Matrix) für das Rohr. Die Kunststoffgehäuse werden dann mit Reibschweißverfahren mit den Rohrenden verbunden (**Bild 3-159**).

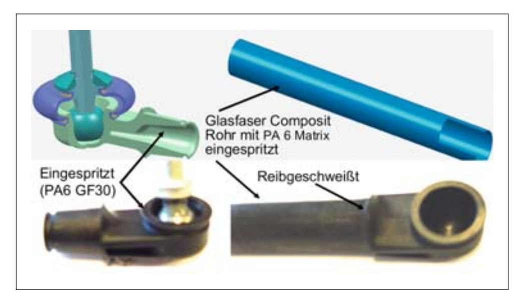


Bild 3-159: Stabilisatorlenker aus Composit-Kunststoff

Der Kugeldurchmesser wird entsprechend der Belastung ausgelegt und beträgt zwischen 16 mm (bis 4 kN) und 19 mm (bis 6 kN) und selten 22 mm (über 6 kN). Der übliche Gesamtkippwinkel ist unter 56°. Es entsteht aber bei normalen Straßenfahrten nur ein kleiner Kippwinkel (**Bild 3-160**). Der übliche zulässige Temperaturbereich ist –40 bis +80 °C.

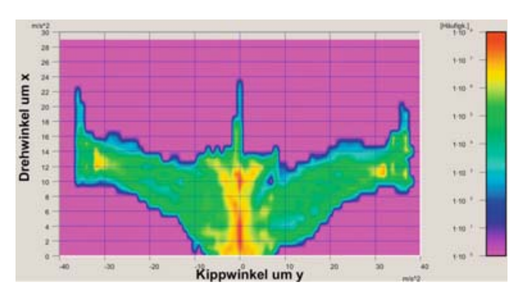


Bild 3-160: Winkelhäufigkeit Federbein-Stabilenker

Die Stabilisatorlenker sind in der Regel keine dokumentationspflichtigen Sicherheitsteile wie die Radlenker und Spurstangen. Die wichtigsten Anforderungen an Stabilisatorlenker sind die niedrigen Drehmomente und Elastizitäten für ein schnelles Ansprechen und Reduzierung des Kopiereffektes beim Geradeausfahren sowie die Vermeidung des Stick-Slip-Effektes. An nachgiebigen Stellen wie Dämpferrohr und langen Lenkern (Stangenlängen über 200 mm) sitzende Kugelgelenke erzeugen wegen dieses Stick-Slip-Geräusche, die als Körperschall bis zum Fahrzeuginneren übertragen werden können. Dieser Effekt entsteht, wenn der statische Reibkoeffizient zwischen der Stahlkugel und der Kunststoffschale mehr als doppelt so groß ist. Durch Einsatz von geeigneten

synthetischen Schmierfetten lässt sich Stick-Slip deutlich reduzieren.
Darüber hinaus gelten die bekannten Anforderungen der Fahrwerkkugelgelenke, wie niedrige Elastizitäten, Spielfreiheit, Verschleißarmut, auch für die Stabilisatorlenker. Die wichtigste Anforderung sind niedrige Kosten. Obwohl einteilige Kunststofflenker zu niedrigsten Kosten herstellbar sind, benötigen sie wegen der Amortisationsdauer der teuren mehrnestigen Spritzgusswerkzeuge große Stückzahlen. Weitere Nachteile sind voluminöse Verbindung, größeren Bauraum sowie längere Entwicklungs- und Erprobungsdauern. Statt Kunststoffspritzen setzt die Fa. THK Aluminiumdruckguss ein, wobei die Kugel und die Schale aus PEEK-Material in das Werkzeug eingelegt und umspritzt werden (**Bild 3-161**).



Bild 3-161: Stabilisatorlenker mit eingespritzten Aluminiumdruckgussgehäuse [Quelle: THK]

Um dabei die Kosten zu senken, muss die Anzahl der Einzelteile und der Montageschritte reduziert werden. Ein Beispiel dazu zeigt die Zinkdruckguss Ausführung der Fa. ZF Lemförder (**Bild 3-162**): Die Schale und der Balg sind integriert und als 2-Komponenten Hart(PA)- und Weich(PUR)-Kunststoff ausgeführt. Damit entfallen der sonst notwendige Spannring und dessen Montage. Der Kugelzapfen wird hingegen aus zwei Teile hergestellt und besteht aus einer, hinsichtlich Formtoleranzen günstigen Kugel und einem fließgepressten Bolzen (keine mechanische Bearbeitung). Die beiden Teile werden zusammengeschweißt. Dadurch ist es möglich, vor dem Schweißen den Bolzen gegen Korrosion zu beschichten, wo hingegen die Kugel wegen sonst hoher Reibung und Verschleiß unbehandelt bleibt. Nach der Montage von Kugelzapfen, Schale und Balg werden diese zusammen mit der Verbindungsstange in ein Druckgusswerkzeug eingelegt und mit Zink umspritzt. Die perfekte Kugelform und geeignetes Fett sowie der „Tempereffekt“ (s. Abschnitt 3.7.3.4) beim Druckgießen sorgen für niedrige und gleich bleibende Momente. Da es nur eine Dichtstelle zwischen Zapfen und Balg nach außen gibt, wird das Eindringen von Schmutz und Feuchtigkeit minimiert, so dass eine lange Lebensdauer gewährleistet ist.

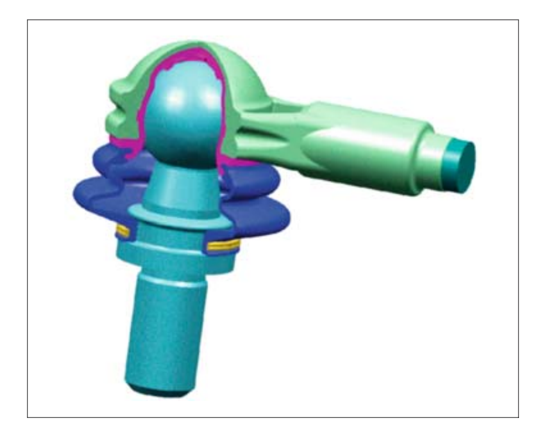


Bild 3-162: Stabilisatorlenker mit eingespritzten Zinkdruckgussgehäusen und integrierter Schale/Balg sowie ohne Spannring und Deckel [Quelle: ZF Lemförder]

Eine ähnliche Ausführung für die Stabilisatorlenker entsteht, wenn die Gummilager ohne Außengehäuse in Spritzgusswerkstoff eingelegt und mit Kunststoff umspritzt werden. Der Spritzdruck und die Schrumpfung des Kunststoffes beim Erstarren sichern die notwendige Vorspannung für lange Lebensdauer des Gummilagers (**Bild 3-163**).

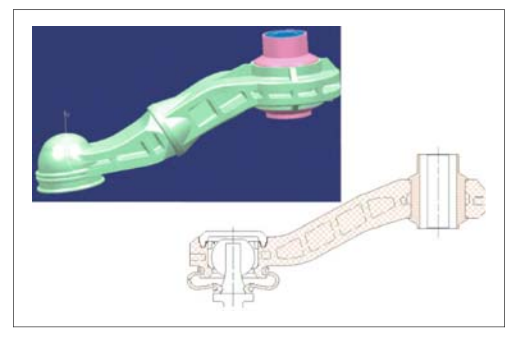


Bild 3-163: Mit Kunststoff umspritztes Gummilager

Stabilisator Berechnungen

Den wesentlichen Verformungsbeitrag liefert im Idealfall der Stabilisatorrücken. Die aktuellen Torsions- und Biegemomente können dabei hinreichend genau bezüglich der Skelettlinie des unbelasteten Stabilisators berechnet werden. Der Querkrafteinfluss ist meist vernachlässigbar. Die Verformung eines derartigen Systems lässt sich mit dem Arbeitssatz ermitteln. Für den in Bild **3-164** gezeigten symmetrischen, ebenen Stabilisator gelten für die Formänderungsenergie:

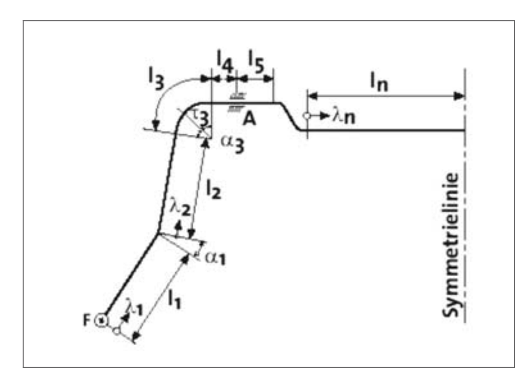


Bild 3-164: Skizze zur Definition der einen Stabilisator beschreibenden Größen

$$W = 2\sum_{i=1}^{n}\left[\int_0^{l_i}\frac{M_{\mathrm{bi}}^{\;2}}{2EI}\cdot \mathrm{d}\lambda_{\mathrm{i}} + \int_0^{l_i}\frac{M_{\mathrm{ti}}^{\;2}}{2GI_{\mathrm{P}}}\cdot \mathrm{d}\lambda_{\mathrm{i}}\right] \quad (3.25)$$

Die Einfederung beider Stabilisatorenden gegeneinander erhält man nach dem 1. Satz von Castigliano zu:

$$s = \frac{\delta W}{\delta F} \quad (3.26)$$

$$s = 2\sum_{i=1}^{n}\left[\int_0^{l_i}\frac{M_{\mathrm{bi}}}{2EI}\cdot\frac{M_{\mathrm{bi}}}{\delta F}\cdot \mathrm{d}\lambda_{\mathrm{i}} + \int_0^{l_i}\frac{M_{\mathrm{ti}}^{\;2}}{2GI_{\mathrm{P}}}\cdot\frac{M_{\mathrm{ti}}}{\delta F}\cdot \mathrm{d}\lambda_{\mathrm{i}}\right] \quad (3.27)$$

Aus der allgemeinen Kennliniengleichung

$$F = c \cdot s \quad (3.28)$$

folgt nach Umstellung

$$s = \frac{F}{c} = \frac{\delta W}{\delta F} \quad (3.29)$$

Für die reziproke Federrate des Stabilisators erhält man durch nochmaliges Differenzieren:

$$\frac{1}{c} = \frac{\delta s}{\delta F} = \frac{\delta^2 W}{\delta F^2} = 2\sum_{i=1}^{n}\left[\int_0^{l_i}\frac{1}{EI}\cdot\left(\frac{\delta M_{\mathrm{bi}}}{\delta F}\right)^2\cdot \mathrm{d}\lambda_i + \int_0^{l_i}\frac{1}{GI_{\mathrm{P}}}\cdot\left(\frac{\delta M_{\mathrm{ti}}}{\delta F}\right)^2\cdot \mathrm{d}\lambda_{\mathrm{i}}\right] \quad (3.30)$$

Für einen Stabilisator mit durchgängig konstantem kreis- oder kreisringförmigem Querschnitt gilt für die Flächenträgheitsmomente:

$$I = \frac{1}{2}\cdot I_{\mathrm{P}} \quad (3.31)$$

Für die Beziehung der Werkstoffmodule E und G untereinander gilt:

$$E = 2\cdot(1+\mu)\cdot G \quad (3.32)$$

Damit ergibt sich:

$$\frac{1}{c} = \frac{2}{G\cdot I_{\mathrm{P}}}\sum_{i=1}^{n}\left[\frac{1}{1+\mu}\cdot\int_0^{l_i}\left(\frac{\delta M_{\mathrm{bi}}}{\delta F}\right)^2\cdot \mathrm{d}\lambda_{\mathrm{i}} + \int_0^{l_i}\frac{1}{GI_{\mathrm{P}}}\cdot\left(\frac{\delta M_{\mathrm{ti}}}{\delta F}\right)^2\cdot \mathrm{d}\lambda_{\mathrm{i}}\right] \quad (3.33)9$$

Die Vorgehensweise bei der Berechnung der Federrate c soll an dem in **Bild 3-165** dargestellten einfachen Beispiel gezeigt werden.

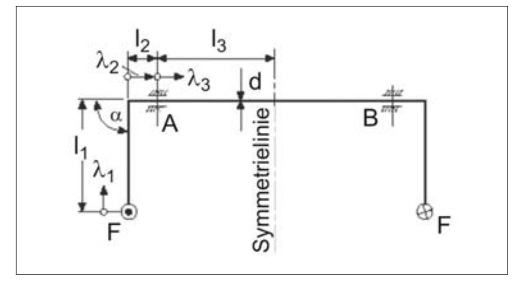


Bild 3-165: Skizze zur Berechnung eines einfachen Stabilisators

Aus Symmetriegründen gilt für die Lagerkräfte:

$$A = B \quad (3.34)$$

$$\sum M = 0 \quad (3.35)$$

$$A\cdot 2\cdot l_3 - F\cdot 2(l_2 + l_3) = 0 \quad (3.36)$$

$$A = F\left(\frac{l_2}{l_3}+1\right) \quad (3.37)$$

Nach Integration erhält man:

$$\frac{1}{c} = \frac{2}{G\cdot I_{\mathrm{P}}}\left[l_1^{\,2}\cdot(l_2+l_3)\right] \quad (3.38)$$

Bei den Berechnungen wird von starren Lagern bei A und B ausgegangen. Wegen der in Wirklichkeit vorhandenen elastischen Nachgiebig der Gummi- oder Kunststofflagerschalen ist die tatsächlich auftretende Federrate niedriger als die gerechnete (ca. 5 bis 10 %). Die Schnittreaktionen rufen Schubspannungen infolge des Torsionsmomentes und der Querkraft sowie Biegespannungen infolge des Biegemomentes hervor. Zur Herleitung der Normal- und Schubspannungen des gekrümmten Vollstabilisators dient **Bild 3-166**.

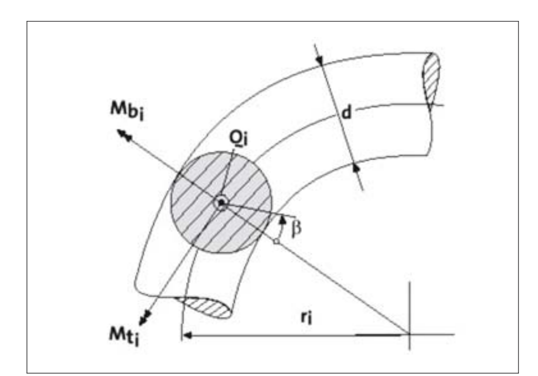


Bild 3-166: Gekrümmter Vollstabilisator

Für das Krümmungsverhältnis gilt:

$$w_{\mathrm{i}} = 2\,\frac{r_{\mathrm{i}}}{d} \tag{3.39}$$

Daraus ergibt sich für die relative Exzentrizität im Abschnitt *i*:

$$\nu_{\mathrm{i}} = \frac{1}{2}\left[w_{\mathrm{i}} - \sqrt{w_{\mathrm{i}}^{2} - 1}\right] \tag{3.40}$$

Die Schubspannung infolge des Torsionsmoments erhält man aus:

$$\tau\left(M_{\mathrm{ti}}\right) = \frac{M_{\mathrm{ti}}}{I_{\mathrm{P}}} \cdot \frac{\sqrt{1 - 2\nu_{\mathrm{i}} \cdot \cos\beta + \nu_{\mathrm{i}}^{2}}}{1 - \frac{\cos\beta}{w_{\mathrm{i}}}} \tag{3.41}$$

Die Schubspannung infolge Querkraft erhält man aus:

$$\tau\left(Q_{\mathrm{i}}\right) = \frac{Q_{\mathrm{i}}}{A} \cdot \frac{1 + 2\nu_{\mathrm{i}}}{1 + \nu_{\mathrm{i}}} \cdot \cos\beta \tag{3.42}$$

Die Biegespannung infolge Biegung erhält man aus:

$$\sigma\left(M_{\mathrm{bi}}\right) = -\frac{M_{\mathrm{bi}}}{I} \cdot \frac{\sin\beta}{1 - \frac{\cos\beta}{w_{\mathrm{i}}}} \tag{3.43}$$

Aus diesen drei Spannungen lässt sich die Vergleichsspannung nach Mises berechnen:

$$\sigma_{\mathrm{VGi}} = \sqrt{\sigma\left(M_{\mathrm{bi}}\right)^{2} + 3\left[\tau\left(M_{\mathrm{ti}}\right) + \tau\left(Q_{\mathrm{i}}\right)\right]^{2}} \tag{3.44}$$

Die Schubspannung an einem Rohrstabilisator infolge der Querkraft kann mit Hilfe von **Bild 3-167** abgeleitet werden. Es wird näherungsweise davon ausgegangen, dass der Rohrquerschnitt durch zwei konzentrische Kreise begrenzt wird. In diesem Fall gilt für die aus der Querkraft resultierende Schubspannung:

$$\tau\left(Q_{\mathrm{i}}\right) = \frac{Q_{\mathrm{i}}}{A} \cdot \frac{1 + 2\nu_{\mathrm{i}}}{1 - \left(\frac{d_{\mathrm{i}}}{d_{\mathrm{e}}}\right)^{2}} \cdot \cos\beta \tag{3.45}$$

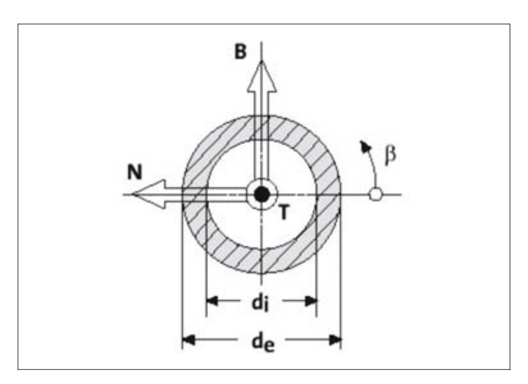


Bild 3-167: Gekrümmter Rohrstabilisator

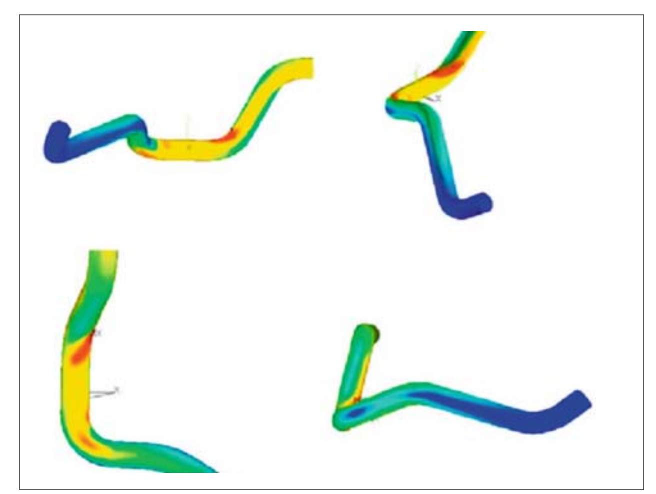


Bild 3-168: Spannungsverteilung an einem Vollstabilisator berechnet mit Finite-Elemente-Methoden (FEM)

Um einen Stabilisator hinsichtlich Betriebsfestigkeit optimal zu gestalten, verwendet man Finite-Elemente-Methoden (FEM). Die FEM liefert detaillierte Informationen über die Verteilung der Spannungen im Federdraht. Auf diese Weise kann die bestgeeignete Fertigungstechnologie für einen Stabilisator festgelegt werden. Die größten Spannungen treten zumeist an den Schulterlagern oder im Schulterradius auf (**Bild 3-168**) [38].
Um für die realen Belastungen bei sich ändernden Lastamplituden und Mittelspannungen eine Lebensdaueraussage für Stabilisatoren treffen zu können, wird bei der Lebensdauerbestimmung z.B. die Miner-Regel verwendet. Sie geht von einer Teilschädigung durch die einzelnen Schwingamplituden aus, die zur Gesamtschädigung summiert werden. Zur Durchführung wird das reale Belastungsspektrum aufgenommen, ausgewertet und z.B. mittels Rainflow-Methode klassifiziert. Diese rechnergestützten Verfahren lösen die konventionelle Lebensdauerbestimmung mit Wöhler-Linien mehr und mehr ab.

3.5.2.4 Schraubenfedern

Die in Pkws ideale Feder für die Vertikaldynamik ist die Schraubenfeder. Sie kann als schraubenförmig gewickelter Drehstab aufgefasst werden. In dieser Funktion haben sie die Blattfedern fast abgelöst. Im Gegensatz zur Blattfeder beschränkt sich die Schraubendruckfeder auf die Federungsfunktion. Radführung und die Schwingungsdämpfung werden anderen Bauelementen überlassen.

Grundbauformen der Schraubenfedern

Im Laufe der Entwicklung von Schraubendruckfedern sind verschiedene Varianten entstanden, die sich durch ihre äußere Form, die Stabform, die Form der Endwindungen und die Kennlinie unterscheiden.
Das Vormaterial für Schraubendruckfedern weist kreisförmige, rechteckige oder quadratische Querschnitte auf.
Die Gestalt einer schraubenförmigen Achsfeder hängt wesentlich von der Achskonstruktion ab. Sie wird unter anderem von der Art der Lasteinleitung und von den vorhandenen Bewegungsfreiräumen bestimmt. Im Prinzip unterscheidet man zwei verschiedene Lasteinleitungsarten. Bei der ersten Variante (**Bild 3-169**) ist die Feder um den Dämpfer angeordnet. Das eine Ende wird auf das andere zugeführt, so dass eine praktisch biegemomenten- und querkraftfreie Einfederung mit ideal gleichmäßiger Windungsbeanspruchung vorliegt. Dies ist beispielsweise der Fall beim Federbein, bei dem Feder und Dämpfer eine Einheit bilden.

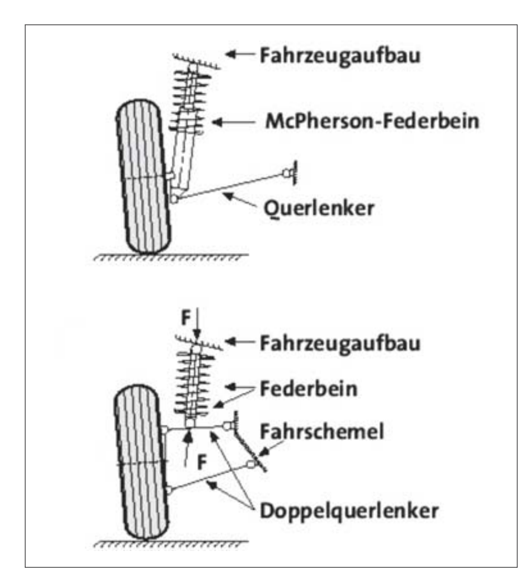


Bild 3-169: Federanordnung um den Dämpfer [37]

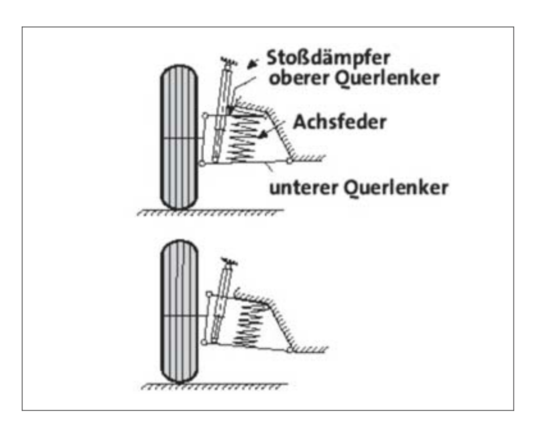


Bild 3-170: Federsitz auf einem Querlenker

Bei der zweiten Lasteinleitungsart wird das auf einem Lenker sitzende Federende auf einer Raumkurve geführt. Die dadurch an beiden Federenden zusätzlich eingeleiteten Momente und Querkräfte lassen sich zusammen mit der Federkraft zu einer Kraftschraube vereinigen, deren Wirkungslinie schräg durch den Federkörper hindurch läuft. Die Folge sind eine ungleichmäßige Beanspruchungsverteilung in den Windungen und eine Verbiegung des Windungskörpers. Dies ist z.B. bei den in **Bild 3-170** dargestellten Beispielen der Fall.
Aufgrund fahrdynamischer Vorausberechnungen wird unter Beachtung aller Einbaubedingungen für die Achsfedern ein ganz bestimmtes Einfederungs-Kraft-Verhalten, d.h. die Einhaltung einer ganz bestimmten Kennlinie gefordert. Hinsichtlich der Kennlinie unterscheidet man lineare und progressive Federn. Eine lineare Kennlinie wird mit der zylindrischen Schrau-

bendruckfeder mit etwa konstanten Windungsabständen erreicht.
Eine Möglichkeit zur Gestaltung von zylindrischen Schraubendruckfedern mit progressiven Kennlinien ist die parallele Anordnung z.B. durch Ineinanderstellen der Federn als Federnsatz (**Bild 3-171**, links). Die Federn sind unterschiedlich lang und kommen bei Belastung nach und nach zur Wirkung. Bei dieser Lösung müssen mehrere Federn gefertigt werden und es ist ein großer Anteil an Gewicht für die toten Windungen erforderlich. Nachteilig ist außerdem, dass der Außendurchmesser eines solchen Federsatzes verhältnismäßig groß wird.

Werkstoffausnutzung dieser Federform kommt es zu einem großen Aufwand an Raum und Gewicht. Zudem kommt es auch zu Windungsberührungen, die Korrosionsprobleme verursachen können.
Die Nachteile der Federn nach **Bild 3-172** lassen sich vermeiden, wenn man einen Draht verwendet, dessen Durchmesser inkonstant ist. Auf diese Weise wird es möglich, den Verlauf des Drahtdurchmessers derart zu gestalten, dass die Windungsteile, die im Verlauf der fortschreitenden Belastung zur Erreichung des progressiven Kennlinienverlaufes ausgeschaltet werden müssen, optimal beansprucht werden und damit der Werkstoff auch optimal ausgenutzt wird [39].

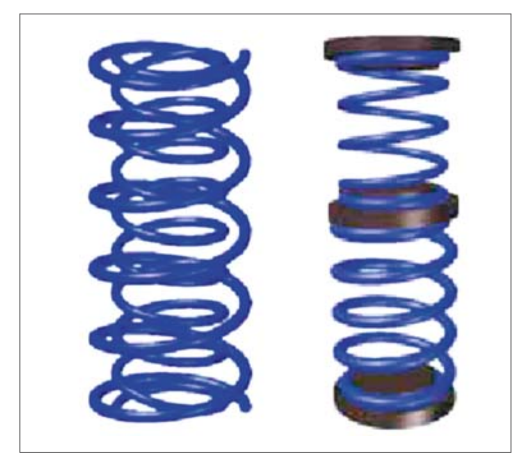


Bild 3-171: Parallelschaltung (links) und Reihenschaltung (rechts) von Federn

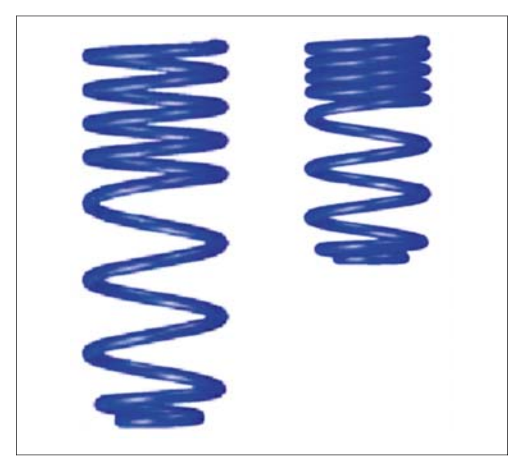


Bild 3-172: Progressivität durch unterschiedliche Windungsabstände

Darüber hinaus können zur Erzielung der Progressivität die Federn in Reihe angeordnet werden, z.B. als Federsatz aufeinander gestellt (**Bild 3-171**, rechts). Bei kleinerem Außendurchmesser gegenüber der Parallelschaltung müssen ebenfalls mehrere Federn gefertigt werden. Auch hier ist ein großer Anteil an Gewicht für die toten Windungen erforderlich. Da es zu Berührung der Windungen kommt, die bei Belastung ausgeschaltet werden. kann es zu Korrosionsproblemen kommen. Nachteilig bei dieser Lösung ist außerdem, dass die Blocklänge bzw. die ungespannte Länge der Federn größer wird.
Eine weitere Lösung bieten Federn mit unterschiedlichen Windungsabständen (**Bild 3-172**). Hinsichtlich der Wirkungsweise entspricht diese Feder dem Prinzip der Reihenschaltung. Es wird nur eine Feder mit konstantem Windungs- und Drahtdurchmesser gefertigt, deren Windungsabstände der federnden Windungen, entsprechend dem gewünschten Kennlinienverlauf, unterschiedlich sind. Infolgedessen sind auch die Spannungen und damit die Werkstoffausnutzung in den einzelnen Windungen unterschiedlich. Der Vorteil dieser Lösung liegt darin, dass nur eine Feder gefertigt werden muss. Durch die teilweise schlechte

Bei Gestaltung dieser Feder können der Außendurchmesser, der mittlere Windungsdurchmesser oder der Innendurchmesser konstant sein. Die Windungen für den progressiven Kennlinienverlauf können an beiden Enden, in der Mitte oder an einem Ende vorgesehen werden. Der Nachteil dieser Feder ist durch das Aufeinanderlegen der Windungen, die für den progressiven Kennlinienverlauf ausgeschaltet werden müssen, bedingt. Hierbei entstehen Geräusche und außerdem wird sehr bald der Korrosionsschutz zerstört, was unter Umständen zur Verminderung der Lebensdauer führen kann (**Bild 3-173**).
Der Wunsch zur Vermeidung dieser Nachteile einerseits als auch anderseits das Streben nach Federn, die sich räumlich an erwünschte Konstruktionsabmessungen besser anpassen lassen, führte zur Entwicklung von Schraubendruckfedern, die sowohl durch inkonstanten Draht als auch variablen Windungsdurchmesser gekennzeichnet sind. Auf diese Weise lässt ich eine ganze Reihe von Federn gestalten, die den jeweiligen Erfordernissen der Konstruktion hinsichtlich Federdurchmesser und Baulänge weitgehend angepasst ist. Wegen der kleinen Blocklänge erhielten diese Federn die Bezeichnung Miniblockfeder.

Das Merkmal dieser Federn ist, dass die erforderlichen Windungen für den progressiven Kennlinienverlauf spiralförmig gestaltet sind, und dass sich diese Windungen bei Belastung ohne gegenseitige Berührung ineinander legen. Auf diese Weise werden Beschädigungen der Drahtoberfläche und Geräusche durch Windungsberührung vermieden. Allerdings muss bei dieser Federform die Gestaltung des Tellers besonders berücksichtigt werden (**Bild 3-174**).

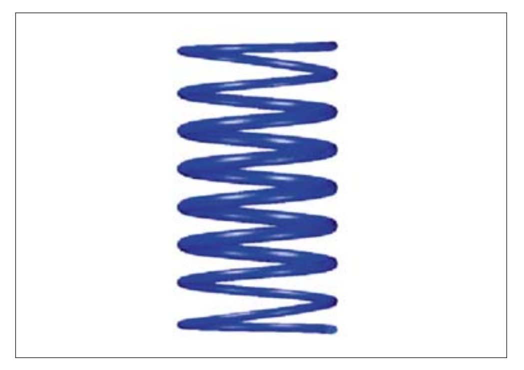


Bild 3-173: Progressivität durch variablen Drahtdurchmesser



Bild 3-174: Miniblockfeder

Side-Load-Feder

Einen Sonderfall bildet die Side-Load-Feder. Diese wird bei McPherson-Federbeinen eingesetzt [40]. Bei einer zentrisch zum Dämpferrohr angeordneten zylindrischen Schraubendruckfeder üblicher Bauart können an der Dämpferstange hohe Querkräfte auftreten, die zu einem stuckerigen Einfedern und vorzeitigem Dämpferkolben- und Dichtungsverschleiß führen. Der im Interesse der Reibkraftreduzierung oft angewendeten Schrägstellung einer konventionellen zylindrischen Schraubendruckfeder sind jedoch häufig Bauraumgrenzen zum Reifen gesetzt.

Dies hat zur Entwicklung eines Schraubendruckfedertyps geführt, dessen Federmittellinie im unbelasteten Zustand einen S-förmigen Verlauf hat [40, 41]. Diese ebenfalls über das Dämpferrohr geschobene SL-Feder nimmt dann im Arbeitsbereich wieder eine annähernd zylindrische Gestalt an.

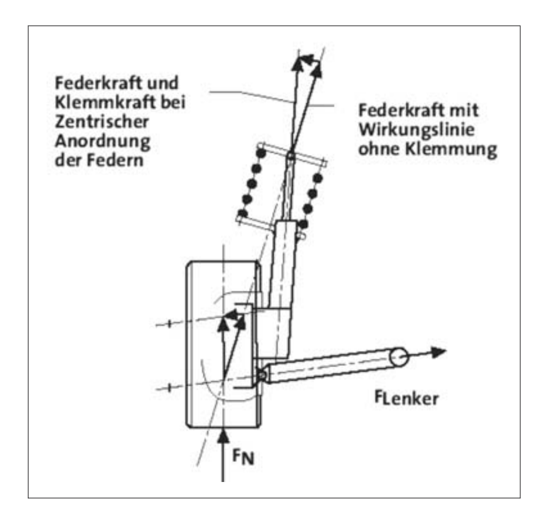


Bild 3-175: Klemmkräfte an der Kolbenstange



Bild 3-176: Konventionelles Federbein (links) und Federbein mit SL-Feder (rechts).

Ihre Wirkung besteht vorzugsweise darin, dass sie eine schräg durch die Federachse hindurch laufende Kraftwirkungslinie aufweist und dadurch bei nur mäßiger Schrägstellung der Feder zur Dämpferachse für eine optimale Querkraftreduzierung an der Dämpferstange sorgt.
Neben der Funktionsverbesserung wird auch gleichzeitig das Federgewicht erheblich reduziert. Die Federgeometrie lässt wesentlich kleinere Federteller zu, so dass das Gesamtgewicht um ca. 2 kg im Vergleich zu einem konventionellen Federbein reduziert wird. Ebenso gibt es Schraubendruckfedern, die im unbelasteten Zustand einen C-förmigen Verlauf der Federmittellinie aufweisen. Ihre Wirkung besteht vorzugsweise darin, dass sie eine parallel zur Federachse liegende Kraftwirkungslinie haben. Die Möglichkeiten zur Platzierung der Kraftwirkungslinie einer Feder sind in **Bild 3-177** dargestellt. Durch eine Kombination von SL- und C-Feder lässt sich die Kraftwirkungslinie beinahe beliebig im Raum platzieren, wobei deren Lage nicht außerhalb der Endwindungen der Feder liegen kann (**Bild 3-177**).

Endenformen

Eine andere Unterteilung von Schraubendruckfedern orientiert sich an der Ausbildung der Endwindungen. Über die Endwindungen muss ein einwandfreier Sitz der Feder gewährleistet sein. Sie ruhen deshalb auf Federtellern, welche die Schraubendruckfeder am Innen- oder Außendurchmesser führen. Die Endenformen sind:

A: geschliffene, angelegte, geschmiedete oder gewalzte Federenden,
B: plan angelegte Federenden,
C: angelegte Federenden nach Tellersteigung,
D: abwälzende Federenden mit angelegten Windungen,
E: plan angelegtes eingerolltes Federende,
F: angelegtes eingerolltes Federende nach Tellersteigung.

Als Ursprungsform kann die zylindrische Schraubendruckfeder mit angelegten und geschliffenen Endwindungen (**Bild 3-178**, Form A) angesehen werden. Beide Fertigungsmaßnahmen – Anlegen und Schleifen – bezwecken eine möglichst gleichmäßige Verteilung der Federkraft auf einem ebenen Federteller, auch schon im Bereich geringer Belastung. Bei schweren Schraubendruckfedern wendet man anstelle des Planschleifens meist ein keilförmiges Ausschmieden oder Auswalzen der Stabenden vor dem Wickeln an [35].

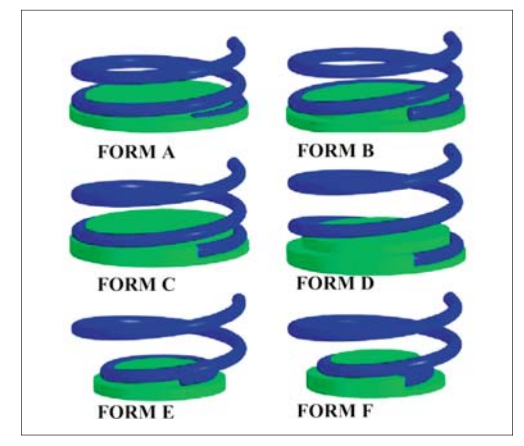


Bild 3-178: Endenformen von Schraubendruckfedern

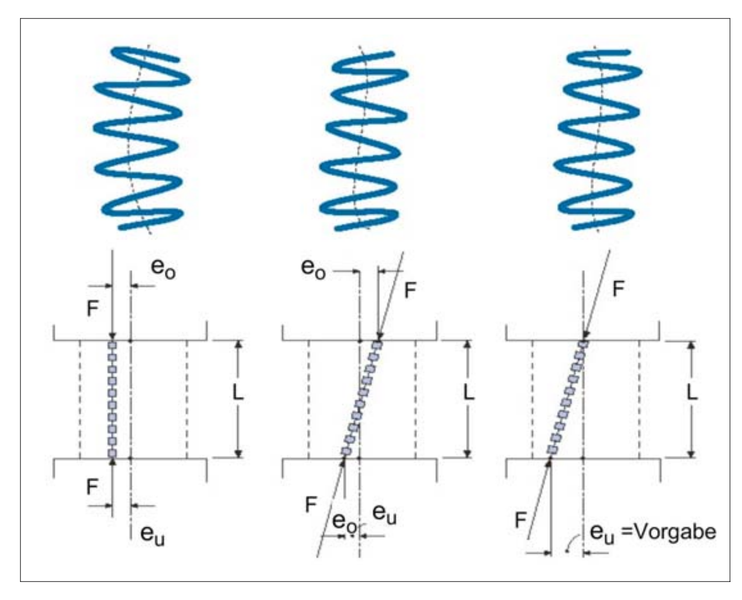


Bild 3-177: Platzierung der Kraftwirkungslinie [42]

Aus Kostengründen werden heute bei nahezu allen Großserienfedern die Federenden ohne mechanische Bearbeitung ausgeführt und dabei plan- oder entsprechend der Tellersteigung angelegt (Form B und C).
Form D zeigt das Federende einer Abwälzfeder. Die Feder ist charakterisiert durch eine verminderte Länge der „toten“ Endwindungen. Während bei den vorherigen üblicherweise an jedem Ende 0,5 Windungen als Aufstandslänge ausgeführt werden, wird diese Länge bei Abwälzfedern im unbelasteten Zustand reduziert. Erst mit zunehmender Belastung legen sich die anschließenden Windungsteile an die Federteller an; die Endwindungen wälzen ab.
Vorteile bietet die Schraubendruckfedervariante mit eingezogenen Endwindungen (Pigtailfeder, Form E und Form F). Neben der Einsparung von Federmaterial kann die Bauhöhe reduziert werden. Die Pigtailfeder ist die zylindrische Schraubendruckfeder mit der geringsten Bauhöhe aller zylindrischen Varianten. Da gleichzeitig mit dem Einziehen der Enden die Endsteigung Null werden kann, ist die Verwendung von ebenen und im Durchmesser relativ kleinen Federtellern möglich.

Federteller
Zur Sicherstellung der einwandfreien Funktion einer Feder im Fahrzeug ist das Federtellerdesign von entscheidender Bedeutung. Die Kontur des Federtellers richtet sich in erster Linie nach der Form des Federauges. Für Federn mit einer Steigung des Auges gibt es dementsprechend Steigungsteller. Bei Federn mit eingezogener Endwindung (*Pigtail*) werden ebenfalls angepasste Federteller verwendet.
Durch das Abwälzen der Feder im Auflagebereich kann es dort zu Schmutzablagerungen und zu Lackbeschädigungen der Feder kommen. Auf diese Weise besteht eine erhöhte Korrosionsgefahr. In Kombination mit den Spannungen der Feder im Auflagebereich können daher Federbrüche auftreten. Daher ist eine Schmutzwasserabführung insbesondere am unteren Teller durch z. B. Ablaufbohrungen vorzusehen. Die Beschichtung des Federtellers mit Zink kann eine Korrosionsausbreitung durch das Bilden einer aktiven Schutzschicht verhindern. Der Federteller übernimmt in diesem Fall die Funktion einer Opferanode. Besonders gut haben sich auch Gummiauflagen bewährt, die keine Relativbewegung zwischen Feder und Auflage zulassen (**Bild 3-179**). Auf diese Weise lassen sich auch akustische Probleme minimieren.
Insbesondere bei McPherson-Radaufhängungen muss der Federteller auch für eine Verdrehsicherung der Feder sorgen. Eine solche Verdrehsicherung kann man einerseits durch Formschluss oder andererseits durch Kraftschluss zwischen Feder und Teller erreichen. Zur Erhöhung des Kraftschlusses zwischen Feder und Teller ist daher ebenfalls der Einsatz von Gummiunterlagen sinnvoll (**Bild 3-179**). Formschluss im Auflagebereich kann man beispielsweise durch ein elliptisches Federauge mit dementsprechender Kontur des Federtellers erreichen. Kraftschluss liegt bei einem einen V-förmigen Federsitz vor (**Bild 3-180**).
Zusätzlich unterscheidet man zwischen Außen und Innenzentrierung der Feder. In **Bild 3-179** führt der Teller die Feder außen mit einem Kragensegment. In **Bild 3-181** ist der obere Federteller für eine zylindrische Feder bei einer McPherson-Achse dargestellt. Bei diesem Teller liegt eine Innenführung der Feder ohne Gummiauflage vor.



Bild 3-179: Federteller mit Außenzentrierung und Gummiauflage

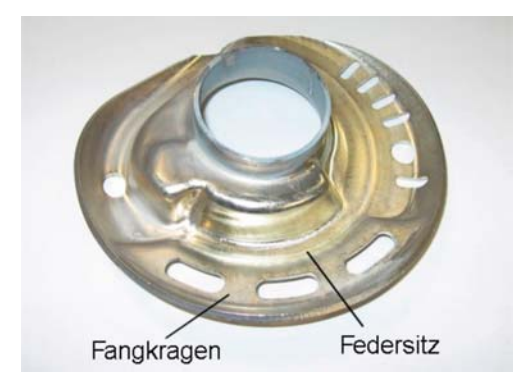


Bild 3-180: Federteller mit V-Nut



Bild 3-181: Federteller mit Innenzentrierung

Häufig werden an Federtellern so genannte Fangkragen integriert, um einen möglichen Kontakt von Bruchstücken der Feder mit dem Reifen im Falle eines Federbruchs zu verhindern. Ein solcher Fangkragen ist bei dem in **Bild 3-180** dargestellten unteren Federteller einer McPherson-Achse dargestellt. Das eingezogene Federauge sitzt bei diesem Teller in einer so genannten V-Nut im inneren Bereich des Tellers in der Nähe des für die Durchführung des Federbeins vorgesehenen Lochs. Durch die V-Nut wird die Reibung zwischen Feder und Teller erhöht, so dass zur Realisierung einer Verdrehsicherung auf eine Gummiauflage verzichtet werden kann.

Berechnung

In Abhängigkeit von der Kinematik der Radaufhängung und der Federanordnung besteht zwischen einer Einfederbewegung des Radaufstandspunktes und der entsprechenden Zusammendrückung der Aufbaufeder bei Einzelradaufhängungen ein Übersetzungsverhältnis i:

$$i = \frac{\Delta f}{\Delta z_{\mathrm{R}}} \tag{3.46}$$

Das Federübersetzungsverhältnis i ist in der Regel kleiner als 1 und nicht konstant, sondern von der momentanen Lage der als Getriebeglieder anzunehmenden Radaufhängungsbauteile, also vom momentanen Einfederungszustand abhängig (**Bild 3-182**).

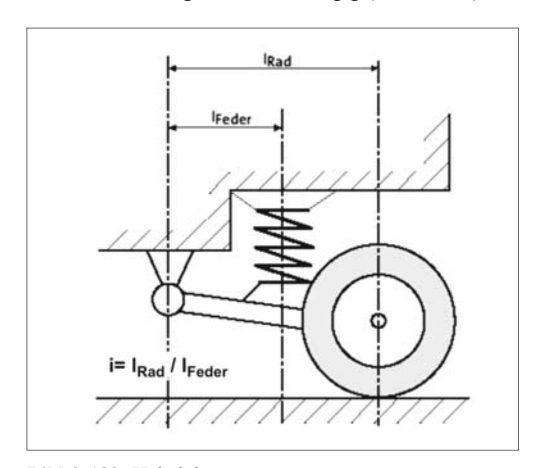


Bild 3-182: Hebelübersetzung i

Zwischen der Radlast und der Federkraft besteht mit dieser Hebelübersetzung i folgendes Gleichgewicht:

$$F_{\mathrm{F}} = \frac{F_{\mathrm{R}}}{i} \tag{3.47}$$

Damit kann die sog. radbezogene Federsteifigkeit einer Einzelradaufhängung für einen bestimmten Einfederungszustand angegeben werden:

$$c_{\mathrm{radbezogen}} = \frac{\mathrm{d}F_{\mathrm{R}}}{\mathrm{d}z_R} = \frac{\mathrm{d}(F_F \cdot i)}{\mathrm{d}z_{\mathrm{R}}} = c \cdot i^2 + \frac{\mathrm{d}i}{\mathrm{d}z_{\mathrm{R}}} \cdot F \tag{3.48}$$

Eine progressive Kennlinie der Federung kann also u.U. auch durch entsprechende Auslegung der Radaufhängungskinematik erzielt werden. Zur Abschätzung der Federabmessungen sowie zur Berechnung einfacher zylindrischer Schraubendruckfedern mit konstantem Stabdurchmesser werden üblicherweise die in DIN 2089 angegebenen Gleichungen verwendet, die eine erste Näherung geben (**Bild 3-183**).

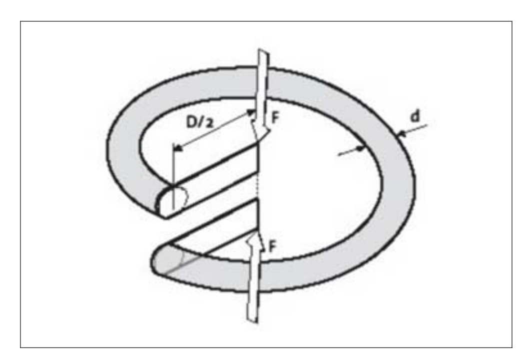


Bild 3-183: Berechnungsgrößen bei einer Schraubendruckfeder

Die Federungsarbeit erhält man aus:

$$W = \frac{F \cdot s}{2} \tag{3.49}$$

Die Federkraft lässt sich mit folgender Gleichung bestimmen:

$$F = \frac{G \cdot d^4 \cdot s}{8 \cdot D^3 \cdot n} \tag{3.50}$$

Nach Umformung dieser Gleichung ergibt sich der Federweg:

$$s = \frac{8 \cdot F \cdot D^3 \cdot n}{G \cdot d^4} \tag{3.51}$$

Die Federrate erhält man aus:

$$c = \frac{F}{s} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} \tag{3.52}$$

Die Schubspannungen ergeben sich aus:

$$\tau = \frac{G \cdot d \cdot s}{\pi \cdot D^2 \cdot n} = \frac{8 \cdot F \cdot D}{\pi \cdot d^3} \tag{3.53}$$

Für den Stabdurchmesser ergibt sich somit:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F \cdot D}{\pi \cdot \tau}} \tag{3.54}$$

Die Anzahl der federnden Windungen lässt sich mit folgender Gleichung bestimmen:

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot c} = \frac{G \cdot d \cdot s}{\pi \cdot D^2 \cdot \tau} \tag{3.55}$$

Bei der Berechnung des gekrümmten Schraubendruckfederdrahtes errechnet man zunächst die ideale Torsionsspannung auf Basis eines geraden Stabes. Auf diese Weise ist die ideale Schubspannung rotationssymmetrisch. Die aus der Querkraft resultierende Querkraftschubspannung wird hierbei zunächst vernachlässigt. In Wirklichkeit tritt am Windungsinnenrand eine größere und am Windungsaußenrand eine kleinere Beanspruchung auf, weil sich am Innenrand die Gleitwinkel aus Torsion und Querkraft addieren und der torsionsbedingte Gleitwinkel am Innenrand größer ist als am Außenrand (**Bild 3-184**).

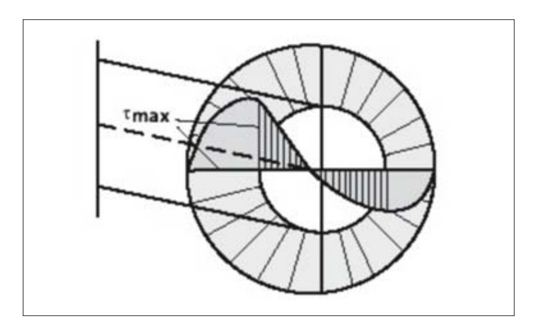


Bild 3-184: Spannungserhöhung am Windungsinnenrand

In der Praxis wird die größte Schubspannung mit Hilfe eines Korrekturfaktors k ermittelt, der vom Wickelverhältnis w abhängt:

$$w = \frac{D}{d} \tag{3.56}$$

Für den k-Faktor ergibt sich:

$$k = \frac{w + 0{,}5}{w - 0{,}75} \tag{3.57}$$

Damit folgt für die korrigierte Spannung:

$$\tau_\text{k} = \tau \cdot k \tag{3.58}$$

Schraubendruckfedern können bei Überschreitung einer kritischen Kraft seitlich ausknicken. Für den elastischen Bereich lassen sich für Schraubendruckfedern folgende Bestimmungsgleichungen zur Berechnung der Knicksicherheit ableiten:
Die Knickkraft für die elastische Knickung ist abhängig vom Schlankheitsgrad λ sowie vom Lagerungsbeiwert ν (**Bild 3-185**).

$$\lambda = \frac{L_0}{D} \tag{3.59}$$

Darin ist L_0 die Leerlänge der Feder und D der Durchmesser.
Zur Berechnung des Knickfederweges gilt die Gleichung:

$$s_\text{k} = L_0 \frac{0{,}5}{1 - \frac{G}{E}} \left[1 - \sqrt{\frac{1 - \frac{G}{E}}{0{,}5 + \frac{G}{E}} \left(\frac{\pi \cdot D}{\nu L_0} \right)^2} \right] \tag{3.60}$$

Die Knicksicherheit ist theoretisch gegeben für einen imaginären Wurzelwert und für:

$$\frac{s_k}{s} \geq 1 \tag{3.61}$$

In DIN EN 13906 kann die Knicksicherheit auch aus einem Diagramm entnommen werden.

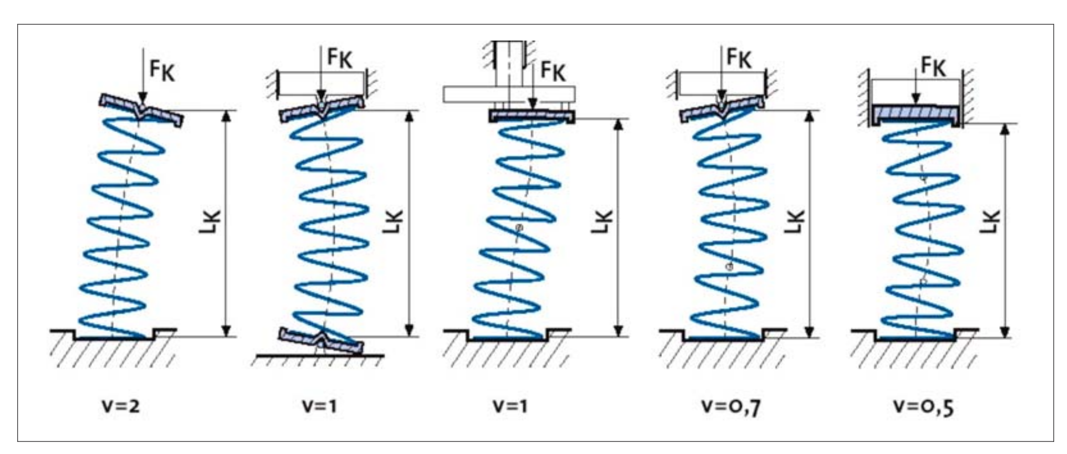


Bild 3-185: Einfluss der Federendenlagerung durch den Lagerungsbeiwert

Bei der Berechnung der mechanischen Eigenschaften einer Feder bedient man sich in der Regel dieser einfachen Formeln. Die Aussagekraft dieses Ansatzes ist allerdings begrenzt, da die Modellbildung sehr vereinfacht erfolgt. Zur genauen Beschreibung der Beanspruchung einer Feder ist die Darstellung durch eine Kraftschraube geeignet. Bei der Kraftschraube (F, M_A) liegt die Zentralachse der Feder windschief zur geometrischenn Längsachse und für fortschreitende Einfederung stets in einer anderen Position (**Bild 3-186**).

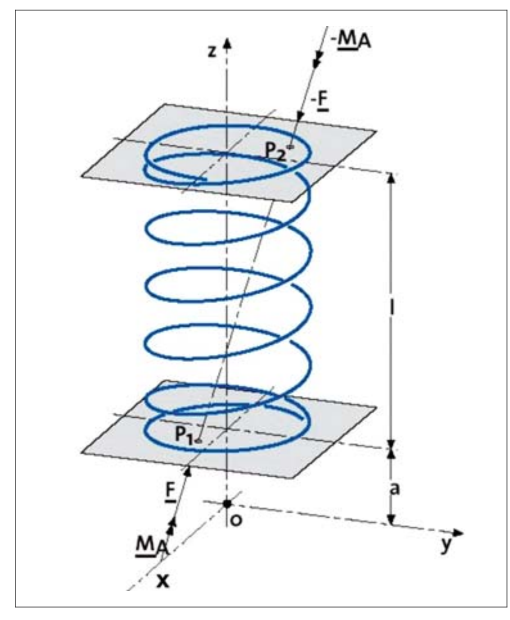


Bild 3-186: Kraftschraube [43]

Die Lage der mit der Kraftwirkungslinienrichtung der Kraft F übereinstimmenden Zentralachse des gesamten Systems errechnet sich aus der Bedingung, dass das zugehörige Moment M_A parallel zur Kraft F gerichtet sein muss [43].

$$\vec{M}_A = \vec{M} - \vec{r}_A \times \vec{F} \tag{3.62}$$

Für den Ortsvektor, der senkrecht auf die Zentralachse trifft, gilt:

$$\vec{r}_A = \frac{\vec{F} \times \vec{M}}{\vec{F} \cdot \vec{F}} \tag{3.63}$$

Die Schnittpunkte der Kraftschraube mit den beiden zur x-, y-Ebene parallelen Ebenen an den Federenden nennt man Kraftdurchstoßpunkte einer Feder (P_1, P_2). Um eine Feder hinsichtlich Betriebsfestigkeit, Prozessfähigkeit im Fertigungsprozess, Bauraum und Funktion optimal zu gestalten, verwendet man bei der modernen Vorauslegung einer Feder Finite-Elemente-Methoden (FEM). Nur diese Methode gestattet auch eine Kontrolle der Kraftwirkungslinie [44]. Die FEM Rechnung liefert neben den mechanischen Messgrößen Kraft- und Federrate auch detaillierte Zustandsfunktionen, z.B. die Verteilung der Spannungen im Federdraht. Außerdem ist es möglich, die komplette Berechnung des Zustands einer Feder während des Einfederns durchzuführen. Bei optimaler Ausnutzung des zur Verfügung stehenden Bauraums lässt sich so eine Federform generieren, bei der die Anforderungen an die Kraftwirkungslinie gezielt erreicht werden. Von Seiten des Fahrzeugherstellers werden die Richtung und der Betrag der Federkraft, die Rate und der zur Verfügung stehende Bauraum vorgegeben. Um auf Basis dieser Angaben zu einem aussagekräftigen Modell einer Feder zu kommen, erfolgt zunächst eine Vorauslegung mit Hilfe analytischer Formeln.

Auf diese Weise entsteht ein sehr einfaches Modell der Feder. Die Feder in zylindrischer Form wird durch die Parameter d (Drahtdurchmesser), D (mittlerer Windungsdurchmesser) und n (Zahl der wirksamen Windungen) beschrieben. Kraft F, Rate c und die Mittelwerte der Spannungen, z.B. τ für die mittlere Schubspannung, können bestimmt werden.

Anschließend erfolgt die gezielte Anpassung der Form des Federkörpers mit Hilfe der FEM-Berechnung. Dabei wird beispielsweise die Kraftwirkungslinie relativ zur Dämpferachse in der gewünschten Richtung positioniert [41]. Auch die Steigung der einzelnen Windungen kann damit so optimiert werden, dass es bei der Einfederung nicht zu Windungsberührungen kommt. Die Feder wird somit mit ihrer nun sehr komplexen Form durch einen sehr großen Satz von Parametern beschrieben. Die Kraft F wird als vektorielle Größe bestimmt und dementsprechend die Spannung als tensorielle Größe, z.B. τ für die Schubspannung, welche eine Funktion des Ortes und des Verformungszustands ist.

In **Bild 3-187** ist ein Federmodell nach der analytischen Auslegung bzw. nach der FEM-Auslegung dargestellt. Das Resultat einer Windungsoptimierung zeigt **Bild 3-188**. Die Ermittlung der Federrate, der Federkraft, des Federmoments, der Kraftdurchstoßpunkte und die Verformung der Feder bei unterschiedlichen Belastungszuständen werden auf Rahmenprüfwaagen durchgeführt (**Bild 3-189**).

Mit der Verwendung von 6 Kraftaufnehmern, die unter bekannten geometrischen Verhältnissen eingebaut sind, entsteht ein räumlich messendes Koordinatensystem, das die Ausgabe der beschriebenen Größen gestattet. Bei üblichen Rahmenprüfwaagen werden die 6 Kraftaufnehmer ausschließlich unterhalb der eingespannten Feder eingebaut [45]. Je weiter jedoch das obere Federende von der Messebene entfernt ist, desto größer ist der Berechnungsfehler für den oberen Kraftdurchstoßpunkt. Daher sind bei modernen Rahmenprüfwaagen auch oberhalb der eingespannten Feder zusätzlich 3 Kraftaufnehmer integriert.

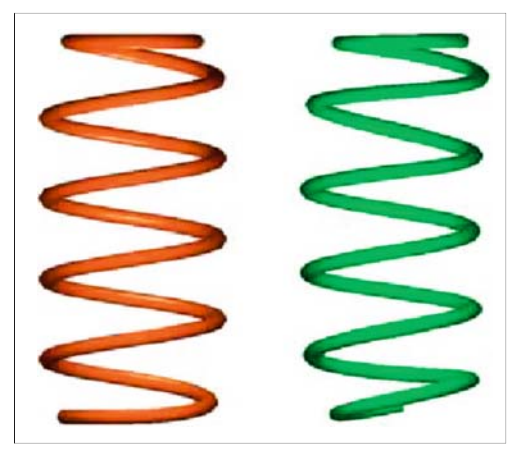


Bild 3-187: Federmodell nach der analytischen Auslegung (links) und der FEM-Auslegung (rechts)

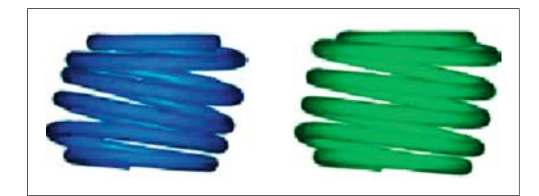


Bild 3-188: Federmodell vor der Windungsoptimierung (links) und nach Windungsoptimierung (rechts)



Bild 3-189: Rahmenprüfwaage [45]

3.5.3 Werkstoffe für Stahlfedern

Ein Federwerkstoff muss möglichst viel elastische Energie speichern und auch wieder abgeben können, was durch einen hohen E- bzw. G-Modul erreicht wird. Weiterhin sollen die Federn verformungsfrei hohen Belastungen widerstehen, was wiederum durch hohe Festigkeiten und damit einer hohen Elastizitätsgrenze ermöglicht wird [46]. Darüber hinaus muss der Werkstoff kerb- und rissunempfindlich sein, was gleichbedeutend mit einer hohen Zähigkeit ist. Als Funktionseigenschaften sind Korrosionsresistenz, Setz- und Schwingfestigkeit zu nennen.

Federn werden in der Regel schwellend belastet, so dass der Werkstoff hohen Anforderungen an das Ermüdungsverhalten genügen muss. Da die Werkstoffermüdung im Mikrobereich des Gefüges ihren Anfang nimmt, ist die Duktilität des Werkstoffes von Bedeutung.

Als Faustregel gilt: je höher die Festigkeit eines metallischen Werkstoffes, desto niedriger seine Duktilität. Da diese beiden Grundanforderungen an einen Federwerkstoff recht gegensätzlicher Natur sind, gilt es, einen optimalen Kompromiss zwischen Festigkeit und Duktilität zu finden. Stehen mehrere Werkstoffe mit gleicher Festigkeit und Streckgrenze zur Auswahl, so ist unter Berücksichtigung wirtschaftlicher Gesichtspunkte dem Werkstoff mit der höheren Duktilität der Vorzug zu geben.

Oberflachengüte und Reinheit sind weitere Kriterien bei der Beurteilung eines Federwerkstoffes. Bei Belastung treten Spannungsspitzen an allen Inhomogenitäten des Werkstoffes auf. Hier sind vor allem nichtmetallische Einschlüsse und alle Arten von Oberflächenfehlern zu nennen. Die Spannungsspitzen sind umso ausgeprägter, je schärfer der Kerbgrund des Oberflächenfehlers oder je größer bzw. härter der Einschluss ist. Dieser Formeinfluss wird als Kerbwirkung bezeichnet.

Fehler bei spröden Werkstoffen können sich viel schädlicher auswirken als bei duktilen Werkstoffen. Andererseits aber kann ein Werkstoff umso besser eine hohe Festigkeit aufweisen und auf gewisse Duktilitätsreserven verzichten, je weniger die Einschlüsse und Oberflächenfehler ausgeprägt sind. Die Größe der Einschlüsse sowie die Tiefe und Ausprägung der Oberflächenfehler haben einen stärkeren negativen Einfluss als ihre Häufigkeit. Hier ist die „Super-Clean“-Technologie bei der Stahlherstellung zu nennen, die durch eine bestimmte chemische Zusammensetzung verformbare Einschlüsse, so genannte „Wolastonite“ erzeugt [46].

Risse aufgrund einer dynamischen Beanspruchung sind vorwiegend auf nichtmetallische Einschlüsse und Oberflächenfehler zurückzuführen. Grundsätzlich kann davon ausgegangen werden, dass jede Unvollkommenheit des Federwerkstoffes die dynamische Belastbarkeit herabsetzt.

Härte und Duktilität sind in metallischen Werkstoffen von Natur aus nie oder nicht hinreichend ausgeprägt vorhanden. Es bedarf besonderer Verfahren, um sie herzustellen oder zu verbessern. Die für Federwerkstoffe wichtigsten Verfahren sind das Vergüten, Aushärten und Kaltverfestigen.

Eine unwillkommene Begleiterscheinung jeder Wärmebehandlung ist die Randentkohlung. Sie entsteht, weil der primäre festigkeitsbestimmende Kohlenstoff dazu neigt, sich an der Werkstoffoberfläche mit dem Sauerstoff der Luft zu gasförmigem Kohlenoxyd zu verbinden. In den Außenbereichen des Werkstoffes vermindert sich dadurch der Kohlenstoffgehalt (Abkohlung) mit der Folge, dass die Festigkeit in den Außenbereichen abfällt. Daher werden Werkstoffe beim Patentieren oder Vergüten unter einer Schutzgasatmosphäre wärmebehandelt.

Werkstoffeigenschaften lassen sich zudem durch Legieren verbessern. Über Veränderung der Gewichtsbestandteile bestimmter chemischer Elemente im Stahl können Festigkeit, Zähigkeit, Härtbarkeit und Korrosionsresistenz optimiert werden. Die Legierungselemente haben Einfluss auf folgende Eigenschaften:

Festigkeit

Sie lässt sich vor allem durch die Elemente C, Si, Mn und Cr erzielen. Positiv wirken sich auch Zusatze von Molybdän (Mo), Vanadium (V), Nickel (Ni), Wolfram (W) und Kobalt (Co) aus.

Dehnung/Duktilität

Alle Elemente, die die Festigkeit steigern, vermindern in der Regel die Dehnung. Ausnahme sind solche Elemente, die zu einer Feinkornbildung führen, wie z.B. Vanadium.

Durchhärtung

Eine größere Eindringtiefe bzw. Durchhärtung wird durch C, Si, Mn, Cr, Mo und V erzielt.

Korrosionswiderstand

Cr, Mo und Ni erhöhen den Widerstand gegen Sauerstoffkorosion. Elemente wie Titan (Ti) oder V werden gegen Säurekorrosion eingesetzt.

Kerbschlagzähigkeit

Mit zunehmendem Kohlenstoffgehalt sinkt die Kerbschlagzähigkeit spürbar. Einen negativen Einfluss haben hierbei auch alle Verunreinigungen wie Phosphor (P), Schwefel (S), Aluminium (Al) und Kupfer (Cu). Der Anteil dieser Verunreinigungen kann durch einen entsprechenden Herstellungsprozess gering gehalten werden.

Weiterhin kann die Oberflächenqualität durch Verfahrenstechniken wie Direktstrangguss, Walztechnologien und, wenn notwendig, durch Schleifen des Walzmaterials verbessert werden. Ebenso lässt sich durch eine Schmelzkontrolle der Reinheitsgrad des Stahles signifikant optimieren.

Werkstoffe werden nach den an das Endprodukt gestellten Anforderungen ausgewählt. Kriterien sind die Halbzeugformen (Draht, Band, Blech oder Rohr) und der Werkstoffzustand (vergütbar oder nicht vergütbar). Federwerkstoffe sind weitgehend durch folgende Normen festgelegt:

- warmgewalzte Stähle für vergütbare Federn: EN 10089 (Ersatz für DIN 17221),
- runder Federstahldraht – patentiert gezogene Drähte: DIN 17223, Teil 1 (aus Kostengründen für Fahrwerksfedern kaum noch von Bedeutung),
- kaltgewalzte Stahlbänder für Federn: EN 10132/4 (Ersatz für DIN 17222),
- AFP-Stähle: EN100267.

Heutige, wesentliche Werkstoffe sind:

- Achsfedern: ca. 95 % SiCr-Vergütungsstähle (54SiCr6 und 60SiCrV7),
- kaltgeformte Stabilisatoren: AFP (38MnSiV7), Kohlenstoffstähle (Ck67), Vergütungsstähle (55Cr3), Mn-Stähle mit C bis 0,34 Massen-% für Rohrstabilisatoren,
- warmgeformte Stabilisatoren: Vergütungsstähle (Beispiel 50CrV4, 60SiCrV7).

Immer wichtiger werden die Korrosionsanforderungen der Automobilhersteller. Diese können einerseits passiv durch Beschichtungen verbessert werden oder aktiv durch Werkstoffeigenschaften. Bei den aktiven Maßnahmen muss zunächst die Korrosion näher betrachtet werden. Grundsätzlich wird zwischen zwei Mechanismen der Korrosion unterschieden:

- Sauerstoffkorrosion (Rost): Ausbildung von Korrosionsnarben durch lokale Auflösung des Eisens,
- Säurekorrosion: Wasserstoffversprödung bei der der Werkstoff unter Entstehung von kathodischem Wasserstoff entlang der Korngrenzen versprödet.

Diesen beiden Mechanismen kann durch folgende Maßnahmen entgegengewirkt werden:

- Man kann die Rostschicht als Deckschicht durch die Legierungselemente Ni, Mo oder Cu ausbilden und somit die Korrosionsgeschwindigkeit verringern.
- Man kann Wasserstofffallen durch V (Vanadium) oder Ti (Titan) bilden, an dem sich der Wasserstoff fängt und die Neigung zu Wasserstoffversprödung deutlich verringert wird.
- Durch V wird die Feinkörnigkeit und damit die Bruchzähigkeit erhöht, so dass sich Spannungsspitzen an Korrosionsnarben infolge plastischer Verformung besser abbauen.

Mit diesem Wissen entstand beispielsweise der so genannte Stahl HPM190 durch Änderung der chemischen Zusammensetzung auf Basis des klassischen 54SiCr6. Der nächste Verbesserungsschritt ist eine Optimierung der Werkstoffeigenschaften über eine thermomechanische Behandlung. Dabei werden durch eine Verformung im Austenitzustand bei der Vergütung sehr kleine Austenitkörner und damit exzellente Eigenschaften erzeugt.

Leichtbaumaßnahmen am Fahrwerk führen neben einer Reduzierung des Treibstoffverbrauchs auch zu einer Verbesserung des Fahrverhaltens. Grundsätzlich sind für Achsfedern auch Leichtmetalle denkbar,

scheiden heute aber meist durch ihren hohen Preis aus. Besonders empfehlen sich Titanlegierungen.
Titan und Titanlegierungen weisen allgemein hohe Festigkeitswerte auf, die denen hochfester Stähle entsprechen. In Verbindung mit der im Vergleich zu Stahl um 40 % geringeren Dichte resultiert hieraus eine sehr hohe spezifische Festigkeit und somit eine hervorragende Eignung als Werkstoff für konstruktiven Leichtbau [47]. Der geringere Elastizitätsmodul bietet in Kombination hiermit besondere Vorteile beim Einsatz als Federwerkstoff, da das Gewicht einer Schraubendruckfeder näherungsweise durch folgenden Zusammenhang beschrieben wird:

$$m_{\text{Feder}} \sim \frac{G \cdot \varrho}{\tau^2} \tag{3.64}$$

Wie aus diesem Zusammenhang zwischen dem Federgewicht m, dem Schubmodul G, der Dichte ϱ und der Dauerfestigkeit unter Schubbeanspruchung τ hervorgeht, können mit Titanlegierungen effektive Gewichtsreduzierungen von etwa 50 % realisiert werden. Ein weiteres herausragendes Kennzeichen von Titanwerkstoffen ist ihre sehr gute Korrosionsbeständigkeit, die aus einer dünnen, festhaftenden Oxidschicht resultiert und die sich bei Oberflächenbeschädigungen sofort neu bildet. Titanbauteile behalten stets ihre Farbe, sie korrodieren nicht und sie laufen nicht an. Derzeit ist der Einsatz von Federn aus Titan noch auf den Rennsport beschränkt. In Zukunft weiter zunehmende Forderungen nach gewichtsreduzierenden Maßnahmen im Fahrzeugbau könnten diese Situation jedoch ändern.

3.5.4 Herstellung von Stahlfedern

Die Formgebung der Grundkörper von Metallfedern erfolgt ausschließlich spanlos. Sie werden durch Warm- und Kaltumformung hergestellt. Anschließend durchgeführte Wärme- und Oberflächenbehandlungen sowie spezielle Plastifizierungsvorgänge dienen der Optimierung der Federeigenschaften.

3.5.4.1 Warmumformung

Die Fertigung von warmgeformten Federelementen läuft grundsätzlich für alle Federarten nach dem gleichen Schema ab. Nach der spanabnehmenden Oberflächenbearbeitung und Konfektionierung des Vormaterials erfolgt die Formgebung durch Wickeln oder Biegen. Die Art und die Konstruktion der Federn können jedoch spezielle Arbeitsgänge erfordern, so dass sich ein wesentlich differenzierteres Ablaufschema ergibt [35].
In **Bild 3-190** ist beispielhaft der Fertigungsablauf bei Schraubendruckfedern und Blattfedern gezeigt. Die Warmformgebung von Federn erfolgt im Allgemeinen bei höheren Temperaturen. Dazu erfolgt eine Erwärmung des Vormaterials in neutraler oder leicht oxidierender Atmosphäre auf Temperaturen von 830 °C bis 900 °C. Im weiteren Verlauf wird kurz auf den spezifischen Herstellungsprozess der verschiedenen Federarten bei der Warmumformung eingegangen.

Blattfederfertigung	Schraubenfederfertigung
Stahllager	Stahllager
Augen rollen, Auswalzen, Lochen, Blechschneiden usw.	Oberflächenbehandlung Ziehen, Schleifen, Schälen.
Erwärmung auf Härtetemperatur	Erwärmung auf Härtetemperatur
Ausbiegen und Härten	Wickeln
Anlassen	Härten, Anlassen
Augen aufreiben, Breite schleifen.	Setzen
Kugelstrahlen	Rissprüfung
Oberflächenschutz aufbringen	Kugelstrahlen
Montieren	Oberflächenschutz aufbringen
Setzen, Prüfen, Signieren	Prüfen, Signieren
Fertiglager	Fertiglager

Bild 3-190:
Ablaufschema für die Fertigung von Blatt- und Schraubendruckfedern durch Warmumformung

Formgebung von Blattfedern

Die Längen, Dicken und Breiten von Blattfedern bzw. der Federlagen sind oft durch die jeweilige Fertigungsanlage begrenzt [35]. Alle Lagen werden in der Mitte gelocht, um sie mit Federschrauben zusammenzuhalten bzw. zu fixieren.

Die erste Federlage wird gewöhnlich mit Augen versehen, so dass in horizontaler und vertikaler Richtung Kräfte übertragen werden können. Das Formen der Augen erfolgt auf Spezialmaschinen.

Die zweiten Lagen werden häufig mit einer Sicherheitsumrollung versehen, die das Auge der ersten Lage voll oder teilweise umschließt. Die Formgebung der Sicherheitsumrollung erfolgt analog zur Augenfertigung. Die restlichen Lagen einer konventionellen Blattfeder werden gewöhnlich an den Enden mit Segmentwalzen keilförmig ausgewalzt. Die Blattenden werden abgeknickt, so dass sie die Oberfläche des Gegenblattes nicht verletzen können.

Zur Auswalzung von parabelförmigen Federlagen verwendet man spezielle Walzen. Die Form der Auswalzung wird über Kopierlineale vorgegeben. Daher ist für jede Lagenform ein spezieller Satz Lineale erforderlich. Die Blattdicke bleibt im Bereich der Mitteneinspannung konstant, um eine parallele Schichtung der Lagen untereinander zu gewährleisten. Nach dem Auswalzen werden die Lagen auf Länge geschnitten, gestempelt und über eine Kühlstrecke der automatischen Stapelung zugeführt [35].

Falls notwendig, werden zur Befestigung von Federklammern die Federlagen an den Enden mit Bohrungen versehen. Anschließend erfolgt das Ausbiegen der einzelnen Blattfederlagen in automatischen Rahmenmaschinen. Die Rahmen erhalten auf jede Federform einstellbare Biegeelemente. Die Einstellung der Biegeelemente wird mit Hilfe einer Ofenfeder vorgenommen, die alle notwendigen Vorgaben wie z.B. den Setzzuschlag beinhaltet. Nach der Erwärmung im Ofen werden die Federlagen automatisch in den Rahmen eingelegt und gebogen. Um den Härteverzug bei der Ölabschreckung zu minimieren, werden die Lagen während des Härtevorganges in der Form gehalten.

Formgebung von Drehstabfedern

Als Vormaterial für die Drehstabfertigung wird geschliffenes oder geschältes Stabmaterial verwendet. Die Drehstabenden erhalten zur formschlüssigen Kraftübertragung entweder Vierkante, Sechskante oder eine Kerbverzahnung [35].

Die Erwärmung der Stabenden zum Anstauchen der Köpfe wird induktiv, konduktiv oder durch Gasbrenner vorgenommen. Die geforderten Toleranzen bei Vier- oder Sechskantköpfen werden im Allgemeinen ohne zusätzliche spanabhebende Bearbeitung erreicht.

Stäbe mit Verzahnung werden nach dem Stauchen geglüht, um eine problemlose mechanische Bearbeitung sicher zu stellen. Nach dem Drehen der Köpfe auf das erforderliche Maß wird die Verzahnung durch die Fertigungsverfahren Räumen, Fräsen oder durch spanloses Rollen erzeugt.

Formgebung von Stabilisatoren

Als Vormaterial für die Stabilisatorenfertigung wird Rundmaterial mit gewalzter, gezogener, geschliffener oder geschälter Oberfläche verwendet. Um besonderen Anforderungen an die Lebensdauer zu erfüllen, ist der Einsatz von bearbeiteten Oberflächen üblich. Bei Stabilisatoren, die zusätzlich Radführungsaufgaben übernehmen, wird immer geschliffenes oder geschältes Vormaterial eingesetzt. Die Stabilisatorenden sind je nach Kraftübertragung verschieden gestaltet.

Je nach Endenform sind unterschiedliche Fertigungsgänge erforderlich. Stabilisatoren mit Augen werden nach dem Erwärmen der Enden auf Stauchmaschinen im Gesenk automatisch angeschmiedet, entgratet, gelocht und kalibriert. Die mechanische Bearbeitung der Schenkelenden kann sowohl vor als auch nach der Formgebung vorgenommen werden. Nach der Erwärmung wird der Stab in speziellen Biegevorrichtungen formschlüssig in eine durch das Werkzeug vorgegebene Form gebogen. Dazu werden hydraulisch arbeitende Zylinder eingesetzt, wobei für jede Stabilisatorform ein gesondertes Werkzeug angefertigt werden muss. Nach dem Biegevorgang werden die Stabilisatoren automatisch aus der Biegeform entnommen und ins Härteöl weitergeleitet.

Formgebung von Schraubendruckfedern

Zur Fertigung der konfektionierten Stäbe werden in Abhängigkeit von der Wirtschaftlichkeit verschiedene Verfahren eingesetzt (Ziehen, Schleifen, Hämmern, Drehen, Schälen). Zur halbautomatischen oder automatischen Warmformgebung von Schraubendruckfedern wird der erwärmte Stab über einen Wickeldorn gewickelt (**Bild 3-191**). Dabei wird der Stab von einem Mitnehmer am Dorn gehalten.

Die Drehung des Wickeldornes sorgt für eine formschlüssige Wicklung des Stabs auf dem Dorn. Bei der halbautomatischen Fertigung wird die Steigung der Feder durch eine axiale Verschiebung des Dorns erreicht. Bei automatischer Fertigung erfolgt die für die jeweilige Steigung erforderliche axiale Verschiebung des Stabes durch eine über dem Dorn angebrachte Leitrolle. Nach dem Wickelvorgang fährt der Dorn aus der Feder heraus, wobei die Feder von einem Greifer gehalten und anschließend automatisch ins Härtöl weitergeleitet wird.

Für Federn deren Endwindungsdurchmesser (Augendurchmesser) kleiner ist als der Windungsdurchmesser im Mittelteil (Körperdurchmesser), wird ein zweiteiliges Herstellungsverfahren angewendet. Die Feder erhält im ersten Teilschritt einen eingerollten und einem zylindrischen Abschnitt. Danach wird die Feder automatisch in eine zweite Vorrichtung eingelegt. Hier

wird der zylindrische Abschnitt durch Einziehen auf bewegliche Dornscheiben eingerollt. Nach diesem Vorgang fahren die Dornscheiben aus der Feder heraus und die Feder wird ins Öl transportiert.



Bild 3-191: Warmformung von Schraubendruckfedern

3.5.4.2 Vergütung warmgeformter Federn

Die Vergütung Warmgeformter Federn erfolgt über die Martensitstufe. Das heißt Erwärmen auf Austenittemperatur, Abschrecken in Öl und Anlassen auf die gewünschte Festigkeit. Härtetemperatur und Durchlaufzeit des Federmaterials im Härteofen sind abhängig vom jeweiligen Querschnitt. Beim Härten aus der Formgebungswärme darf die vorgeschriebene untere Temperaturgrenze zum Abschrecken nicht unterschritten werden. Das Abschrecken der Federn erfolgt üblicherweise in Öl, dessen Temperatur thermostatisch geregelt wird, um den zum Abschrecken notwendigen Temperaturgradienten einzuhalten. Um Härterisse zu vermeiden, geschieht das Anlassen der Federn direkt im Anschluss an das Härten; je nach gewünschter Festigkeit der Feder wird die entsprechende Anlasstemperatur und Anlassdauer festgelegt.

3.5.4.3 Kaltumformung

Beim Kaltformen werden Drähte vom Coil bis etwa 18 mm Durchmesser (für Schraubenfedern), Stäbe bis etwa 28 mm Durchmesser (für Stabilisatoren) und Rohre bis etwa 40 mm Außendurchmesser (ebenfalls für Stabilisatoren) verwendet. Ausgangsmaterial ist meist ein bereits im Anlieferungszustand vergüteter Werkstoff, der im ersten Produktionsschritt kaltgeformt wird. Hier liegt einer der Vorteile der Kaltformgebung, dass Materialvergütung und Formgebung getrennte Vorgänge sind, die sehr gut kontrolliert werden können. Zudem hat sich in den letzten Jahren die Kaltformgebung aufgrund ihrer Formgebungsflexibilität und Produktqualität mehr und mehr durchgesetzt.
Durch das Spannungsarmglühen werden die durch den Kaltformgebungsprozess entstandenen schädlichen Eigenspannungen weitgehend beseitigt. Blattfedern und Drehstabfedern werden ausschließlich warmumgeformt. Daher wird im weiteren Verlauf nur auf den spezifischen Herstellungsprozess von Stabilisatoren und Schraubendruckfedern eingegangen.

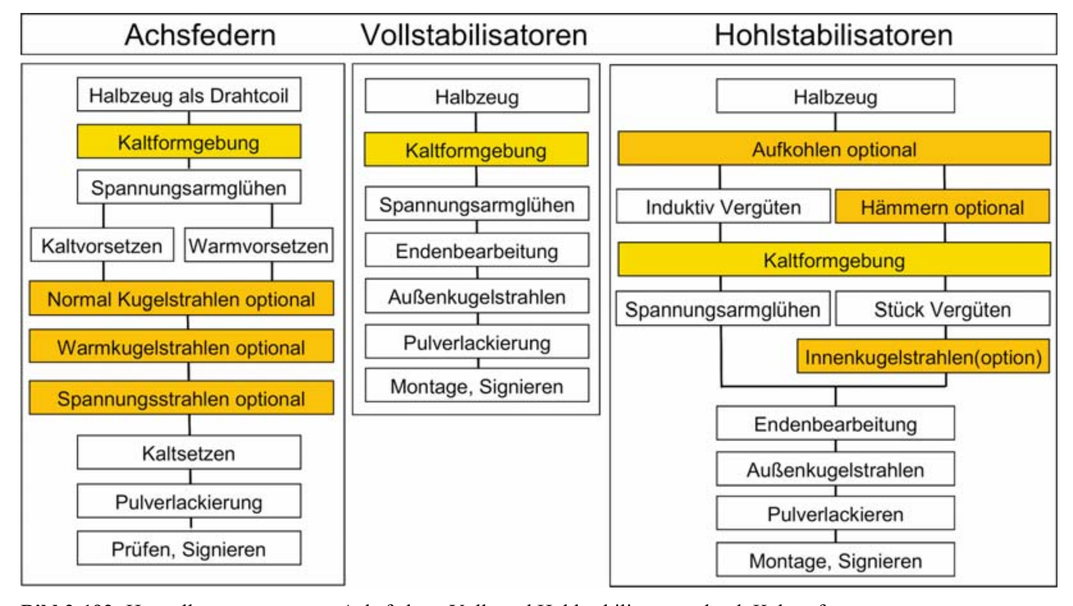


Bild 3-192: Herstellungsprozess von Achsfedern, Voll- und Hohlstabilisatoren durch Kaltumformung

Kaltumformung von Schraubendruckfedern
Die Kaltformgebung als Arbeitsgang ist das Wickeln. Dieser wird auf CNC-gesteuerten Windeautomaten für Achsfedern durchgeführt. Der Ablauf ist so organisiert, dass Oberflächenfehler des Drahtes durch eine kontinuierliche Prüfung vor dem Windeautomaten erkannt und fehlerhafte Drähte aussortiert werden. Auf diese Weise können keine Oberflächenfehler während des Windeprozesses entstehen. Der Windeprozess beinhaltet die gesamte Formgebung inkl. der Federenden.
Die Gestalt, in der die Feder den Automaten verlässt, ist so ausgelegt, dass diese nach den anschließenden Arbeitsgängen den Abmessungen der Zeichnungsvorgabe entspricht. Der Herstellungsprozess von kaltgeformten Achsfedern zeigt **Bild 3-192**, links.

Kaltumformung von Stabilisatoren
Die Formgebung erfolgt kalt weitgehend in vollautomatisch arbeitenden Werkzeugen, wobei auch partielle Erwärmungen für Stauchungen und Plättungen an den niedrig beanspruchten Schenkelenden mit durchgeführt werden. Durch geeignete Maßnahmen bei der Formgebung wird das Entstehen von Oberflächenbeschädigungen vermieden. Den Herstellungsprozess von Vollstabilisatoren zeigt **Bild 3-192**, Mitte. Die Herstellung von Vollstabilisatoren erfolgt üblicherweise mit Pressenwerkzeugen (**Bild 3-193**).

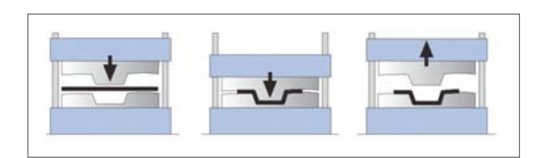


Bild 3-193: Herstellungsprozess von Vollstabilisatoren in Pressen durch Kaltumformung

Die Fertigung der Stabilisatorenden wird ebenso wie das Aufpressen von Fixierungsringen rationell in den Formgebungsprozess integriert. Notwendige zerspanende Arbeitsgänge werden auf meist vollautomatisch arbeitenden Maschinen durchgeführt, die z.T. direkt mit dem Formgebungsprozess verkettet sind.
Die oft für ein schonendes Aufbringen von Gummilagern an den Stabilisatorenden notwendigen Fasen werden wirtschaftlich vor dem Formen am geraden Stab durch Schleifen angebracht.
Aufgrund notwendiger Gewichteinsparungen sind Rohrstabilisatoren in den letzten Jahren sehr erfolgreich und werden vermehrt eingesetzt. Je nach Beanspruchungsniveau stehen hier unterschiedliche Fertigungsverfahren zur Verfügung (**Bild 3-192**, rechts). Beispielsweise kann durch eine Reduzierung des Querschnittes durch Hämmern in niedrig beanspruchten Bereichen eine Spannungshomogenisierung erreicht werden. D.h., Verformungsarbeit wird von den hoch beanspruchten Bereichen in niedrig beanspruchte verlagert (**Bild 3-194**).

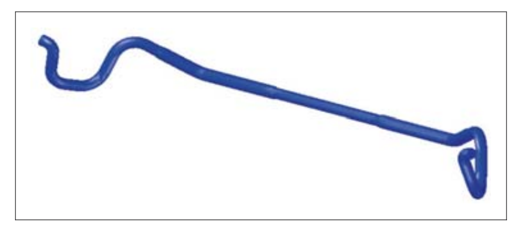


Bild 3-194: Durch Hämmern geformter Stabilisator; in der Mitte ist der Querschnitt deutlich verjüngt.

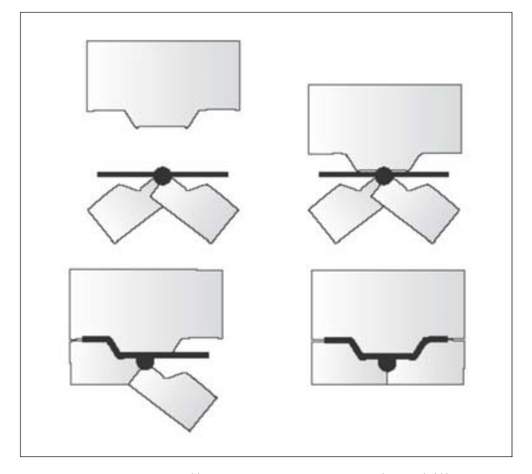


Bild 3-195: Herstellungsprozess von Rohrstabilisatoren in Doppelkopfbiegern durch Kaltumformung

Die Erzeugung der Geometrie von Rohrstabilisatoren erfolgt üblicherweise mit einem Doppelkopfbiegewerkzeug (**Bild 3-195**).

3.5.4.4 Kugelstrahlen

Das Oberflächenverfestigungsstrahlen, kurz Kugelstrahlen genannt, hat sich als ideales, wirtschaftliches Verfahren zur Lebensdauererhöhung hoch beanspruchter Federn durchgesetzt. Es wird sowohl bei kalt- als auch bei warmumgeformten Federn angewendet.
Durch das Kugelstrahlen werden eine Verdichtung und eine Druckeigenspannungszone im Oberflächenbereich erzeugt. Diese Druckeigenspannungen überlagern die auftretenden Lastzugspannungen (**Bild 3-196**). Die den Bruch einleitende Lastzugspannung wird dadurch zu weiter im Drahtinneren bzw. Rohrinneren liegenden Bereichen verlagert und zusätzlich reduziert. Kleine Oberflächenfehler können daher nicht mehr zur Bruchleinleitung führen.
Die Qualität einer Kugelstrahlbehandlung ist außer von den werkstofflichen Eigenschaften des Strahlgutes im Wesentlichen von den Einstellparametern der Strahlanlage und vom eingesetzten Strahlmittel abhängig. Für einen hinsichtlich Schwingfestigkeitser-

höhung optimalen Strahlerfolg sind dabei die Wahl des richtigen Strahlmittels (Art, Korngröße, Härte), die günstigste Abwurfgeschwindigkeit, der Strahlmitteldurchsatz, die Schleuderradeinstellung und die Strahlzeit von besonderer Wichtigkeit. Die Strahlintensität und der Überdeckungsgrad werden ständig überwacht, um eine immer gleich bleibend hohe Qualität zu gewährleisten.
Um die Qualität der Kugelstrahlbehandlung im Betrieb zu sichern, sind neben einer Abstimmung aller signifikanten Einflussgrößen umfangreiche Kontroll- und Wartungsmaßnahmen erforderlich.

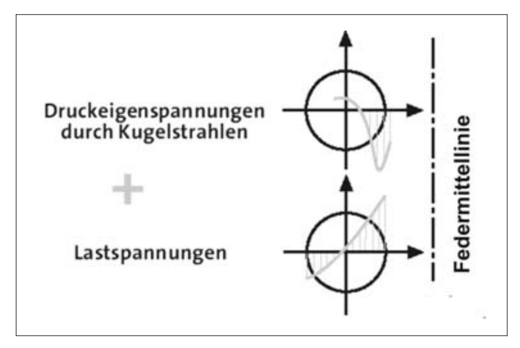


Bild 3-196: Reduzierung der Lastspannungen durch Kugelstrahlen

3.5.4.5 Plastifizieren

Wird ein auf Biegung oder Torsion beanspruchtes Federelement über seine Fließgrenze hinaus beansprucht, so spricht man von Setzen oder Plastifizieren. Durch das Vorsetzen werden ebenfalls Druckeigenspannungen erzeugt, die die Lastspannungen reduzieren und die Betriebsfestigkeit erhöhen.
Während dieser Vorgang bei Federn im Arbeitsbereich unbedingt vermieden werden muss, lassen sich durch ein Vorsetzen während der Fertigung folgende Vorteile erzielen (**Bild 3-197**):

- Erhöhung der zulässigen Beanspruchung,
- Erzeugung eines günstigen Eigenspannungszustandes,
- verbesserte Relaxations- und Kriechverhalten.

In der Praxis wird so vorgegangen, dass der Konstrukteur einen bestimmten Plastifizierungsgrad, abhängig von Federart, Vergütefestigkeit und Arbeitsbeanspruchung festlegt. Der sich daraus ergebende Setzverlust muss bei der Fertigung als Setzzuschlag berücksichtigt werden.
Im Gegensatz zu Drehstäben und Blattfedern wird der Plastifizierungsgrad bei Schraubendruckfedern durch den bis zur Blocklänge vorhandenen Federweg begrenzt. Eine Vergrößerung des Plastifizierungsgrades ist in diesem Fall nur durch Setzen bei erhöhten Temperaturen möglich. Derart vorgesetzte Achsfedern erweisen sich als kriechresistenter als kaltvorgesetzte Federn. Da Stabilisatoren im Gegensatz zu Blatt-, Drehstab- und Schraubendruckfedern einer dynamischen Wechselbeanspruchung ausgesetzt, können sie nicht vorgesetzt werden.

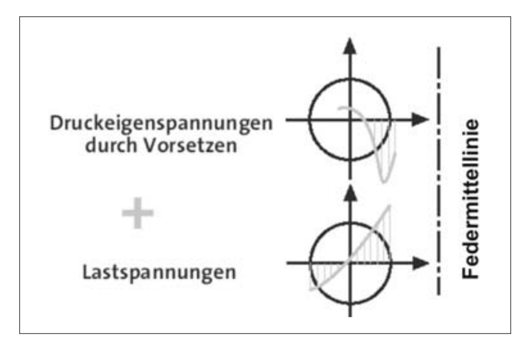


Bild 3-197: Reduzierung der Lastspannungen durch Vorsetzen

3.5.4.6 Korrosionsschutz

Stahlfedern sind je nach Einsatz mehr oder weniger stark den verschiedenen Korrosionsarten ausgesetzt. Ein auf den jeweiligen Verwendungszweck abgestimmter Korrosionsschutz ist deshalb unerlässlich.

Lackieren
Achsfedern und Stabilisatoren wurden früher überwiegend in Tauchlackieranlagen lackiert, um sie vor Korrosion zu schützen. Inzwischen ist man dazu übergegangen, Achsfedern und Stabilisatoren elektrostatisch mit Pulver zu beschichten. Sowohl vor der Tauchlackierung als auch vor der Pulverbeschichtung werden die Federn bzw. Stabilisatoren gereinigt, um sie anschließend mit einer Zinkphosphatschicht zu versehen. Auf diese Weise entsteht ein Haftgrund, mit der die mechanische Klammerung der Lackierung bzw. der Beschichtung verbessert wird. Bei der weiteren Behandlung kommen die bereits genannten Beschichtungsprozesse zum Einsatz:

- **Tauchlackierung**: Auf die Zinkphosphatschicht wird ein Primer aufgetragen, der häufig aus einem Zweikomponentenmaterial besteht. Anschließend erfolgt der Lackauftrag im Tauchbad. Die auf Epoxid-Basis hergestellten Lacke sind oft lösungsmittelhaltig. Der Vorteil der Tauchlackierung ist der gute Korrosionsschutz. Als Nachteile sind die begrenzte und ungleichmäßige Schichtdicke, der geringe Schutz gegen mechanische Beschädigungen und die ökologische Bedenklichkeit zu nennen.
- **Elektrotauchlackierung**: Bei der Elektrotauchlackierung werden mit Wasser verdünnbare Beschichtungsstoffe mit Hilfe einer angelegten Spannung auf den Stabilisatoren bzw. Federn abgeschieden. Es gibt die Kathodentauchlackierung und

Anodentauchlackierung. Als Vorteile der anodischen Tauchlackierung sind der geringe anlagentechnische Aufwand und der günstige Preis zu nennen. Dem gegenüber stehen als Nachteile der geringe Umgriff der Beschichtungsschicht und der begrenzte Korrosionsschutz. Die Vorteile der kathodischen Tauchlackierung sind der bessere Umgriff sowie höhere und gleichmäßigere Schichtdicken. Dem gegenüber steht der hohe anlagentechnische Aufwand.

Elektrostatische Pulverbeschichtung

Bei diesem Verfahren werden pulverförmige Beschichtungsstoffe auf der Basis von Epoxydharzen in einem elektrostatischen Feld in einer abgeschlossenen Kammer aufgetragen. In **Bild 3-198** ist dargestellt, wie die Federn während dieses Vorganges auf einem Pulvergehänge durch die Kammer geführt werden.



Bild 3-198: Federn auf Pulvergehänge

Die elektrostatische Pulverbeschichtung ermöglicht das Auftragen von höheren Schichtdicken als bei den bereits genannten Verfahren, so dass eine größere Beständigkeit des Materials gegenüber Chemikalien, Ölen und Schmierstoffen besteht. Da das an den Werkstücken vorbeigesprühte Pulver zurückgewonnen werden kann, besteht eine Materialausnutzung von nahezu 100 %, so dass von diesem Verfahren eine geringe Umweltbelastung ausgeht. Als Nachteil der elektrostatischen Pulverbeschichtung ist die Schichtdickenschwankung zu nennen. Als noch besseren Schutz gegen Steinschlagbeanspruchungen kommen auch Doppelbeschichtungen zum Einsatz.

3.5.4.7 Endkontolle und Markierung

Federelemente erhalten zu ihrer Identifizierung eine Kennzeichnung, in der Daten wie Hersteller, Fertigungsdatum, Charge und Typ enthalten sein können. Dazu werden Aufkleber, Lasersignierungen oder im Tamponprint aufgebrachte Markierungen benutzt. Außerdem ist es üblich, bei Blatt- und Schraubendruckfedern Lastgruppen zu sortieren und diese durch eine zusätzliche Farbsignierung oder Aufkleber zu vermerken. Die Sortierung in Lastgruppen erfolgt durch eine 100 %ige Lastprüfung und erlaubt eine entsprechende Reduzierung der Toleranzbreite.

3.5.5 Stabilisatoren zur Wankregulierung

Federungssysteme zur Wankregulierung bieten gegenüber konventionellen Stabilisatoren einen funktionalen Mehrwert (**Bild 3-199**):

- Die Karosserieneigung lässt sich bei Kurvenfahrt durch ein angepasstes Wankverhalten verringern. Ein sportliches Handling, ein verbessertes Anlenkverhalten und höhere Agilität durch die Vermeidung von Rückwirkungen der Aufbaudynamik auf das Fahrverhalten werden erreicht. Eine hohe Stabilisatorrate ist hierbei erwünscht.
- Das Gierverhalten bei Kurvenfahrt wird durch die Steuerung des Eigenlenkverhaltens positiv beeinflusst und Eigenschaften wie die Einstellbarkeit zwischen Agilität und Stabilität sind realisierbar. Durch die Verteilung der Abstützmomente zwischen Vorder- und Hinterachse wird ein gutes Handling erreicht.
- Eine gute Aufbaustabilisierung ist bei Geradeausfahrt wichtig. Am Besten ist eine dynamische Horizontierung, die bei gegensinniger Anregung einen Komfortvorteil bietet, das Kopierverhalten vermeidet und die Querkopplung der Räder stark verringert. Eine sehr geringe Stabilisatorrate ist hier erforderlich. Der Aufbau wird vorzugsweise für den Freiheitsgrad Wanken mit einer Skyhook-Algorithmik geregelt.

Aus diesem Zusammenhang resultieren Zielkonflikte für konventionelle Stabilisatoren. Zur Lösung wurden viele Ansätze mit unterschiedlichen Ausprägungen hervorgebracht und können grob in passiv, schaltbar, semiaktiv und aktiv eingeteilt werden.

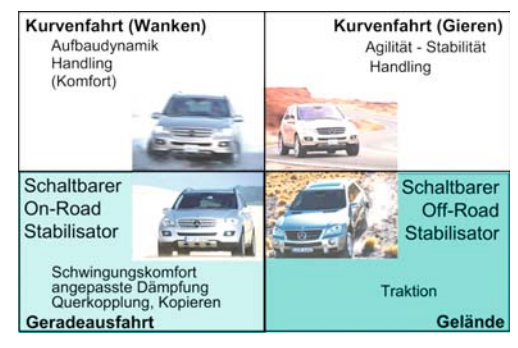


Bild 3-199: Vier fahrdynamische Domänen für Stabilisatoren

3.5.5.1 Passiver Stabilisator

Ein passives Federsystem (**Bild 3-200**) kann eine aufgenommene kinetische Energie nur zeitweise speichern und gibt diese dann wieder ab. Die von dem System aufgebrachten Gegenkräfte können nicht geregelt werden, sondern resultieren aus den Relativbewegungen, die sich je nach Fahrmanöver einstellen. Durch eine sehr steife Feder würde der Aufbau zwar weniger wanken, jedoch hätte man eine harte und unkomfortable Fahrzeugabstimmung.



Bild 3-200: Morphologie Stabilisatorsysteme: passiver Stabilisator

3.5.5.2 Schaltbarer Off-Road-Stabilisator

Kennzeichnend für den Off-Road-Stabilisator ist die Fähigkeit, dass zwischen mindestens zwei Kennlinien geschaltet werden kann (**Bild 3-201**). Die Umschaltfrequenz zwischen den Kennlinien ist niedrig. Es ist nur eine langsame Anpassung an bestimmte Zustände möglich. Der Betriebspunkt wird quasi stationär verändert. Für eine Wankregulierung während der Fahrt sind diese Systeme ungeeignet, weil die Schaltfrequenz kleiner ist als die Aufbaueigenfrequenz. Energie wird zum Entkoppeln, wahlweise Koppeln und zum entkoppelt Halten benötigt. Der Energiebedarf ist daher gering.



Bild 3-201: Morphologie Stabilisatorsysteme: schaltbarer Off-Road-Stabilisator

Off-Road-Stabilisatoren werden an Vorder- und Hinterachsen von Geländewagen und SUVs eingesetzt. Im Straßenbetrieb ist der Stabilisator gekoppelt. Der Stabilisator ist geteilt ausgeführt und kann bei Bedarf, z.B. im Gelände, entkoppelt werden. Im entkoppelten Zustand wird die maximale Achsverschränkung ermöglicht (**Bild 3-199**, rechts unten). Ein Ausführungsbeispiel [48] ist der AOS (adaptive Off-Road-Stabilizer) von ZF Lemförder (**Bild 3-202**).

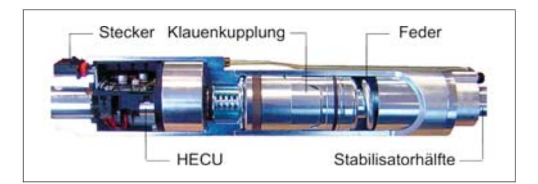


Bild 3-202: Schaltbarer Off-Road-Stabilisator (AOS)

Das System wird elektrohydraulisch entkoppelt und schaltet über einen definierten Drehwinkel die Stabilisatorwirkung ab. Dieses kann unter voller Last und voller Verschränkung erfolgen. Das Koppeln der getrennten Stabilisatorhälften erfolgt durch Federkraft spielfrei beim Durchwanken mit geringen Schaltzeiten. Gleiches gilt unter Failsafe Bedingungen. Vorteilhaft ist die kompakte Plug-and-Play-Anordnung vollintegriert im Stabilisator. Der AOS ist ein einbaufertiges Modul mit einer elektrischen Systemschnittstelle. Der Koppelmechanismus ist eine Klauenkupplung und besteht aus drei Hauptelementen. Jede Stabilisatorhälfte ist mit einem Klauenelement mittelbar verbunden. Im entkoppelten Zustand haben die Klauenelemente immer Flankenüberdeckung, damit eine Zentrierwirkung beim Koppeln und somit ein sicheres Schließen erzielt wird. Das HECU-Modul (*Hydraulic Elektronic Control Unit*) besteht aus einer elektromotorisch angetriebenen Pumpe, einem Ventilblock, einem Ventil, einem Drucksensor, einem Aufbauverbindungsträger und einer elektronischen Platine mit der Steuerungseinheit. Die Kommunikation wird über ein Bussystem (z.B. CAN, *Controller Area Network*) mit dem Fahrzeug sichergestellt.

3.5.5.3 Schaltbarer On-Road-Stabilisator

Diese Systeme besitzen mindestens zwei Kennlinien, die je nach Fahrzustand geschaltet werden (**Bild 3-203**). In der Regel wird ein Teilbereich frei- oder weich geschaltet. Daher ist die Wirkung frequenzselektiv und abhängig von der Fahrsituation. Die weiche Stabilisatorkennung dient der Steigerung des Fahrkomforts. Bei Kurvenfahrt muss aus Sicherheitsgründen ab einer mittleren Querbeschleunigung der Stabilisator auf hart geschaltet werden. Energie wird zum Entkoppeln, wahlweise Koppeln und zum entkoppelt Halten benötigt und ist daher gering.



Bild 3-203: Morphologie Stabilisatorsysteme: schaltbarer On-Road-Stabilisator

Die Funktionen des On-Road-Stabilisators können auf der gleichen oder ähnlichen Technologie wie Off-Road-Stabilisatoren basieren. Eine Funktionsintegration von Off-Road und On-Road ist je nach Konzept möglich. Die Anforderungen bezüglich Fahrsicherheit und Fail-safe-Verhalten müssen besondere Beachtung finden. Serienapplikationen des On-Road-Stabilisators sind bis dato nicht bekannt. Die Domäne für den On-Road-Stabilisator ist in **Bild 3-199** unten links gekennzeichnet.

3.5.5.4 Semiaktiver Stabilisator

Semiaktive Systeme sind in der Lage, hohe Schaltfrequenzen zu realisieren (**Bild 3-204**). Die kurzen Stellzeiten erlauben das dynamische Einstellen aller Punkte der einzelnen Kennlinien. Der Betriebspunkt ist praktisch beliebig veränderbar. Die Kraftrichtung wird in jedem Fall vom Vorzeichen des Wankwinkels und der Wankwinkelgeschwindigkeit bestimmt. Es wird nur Energie für die Schaltvorgänge benötigt.



Bild 3-204: Morphologie Stabilisatorsysteme: semiaktiver Stabilisator

Ein semiaktives Stabilisatorsystem ist als umschaltbarer Federrate und semiaktiver Wankdämpfung bekannt (**Bild 3-205**). Die Zusatzdämpfung reduziert die dynamischen Aufbauwankbewegungen in Abhängigkeit von der Anregung oder frequenzselektiv, wobei das charakteristische Schwingungsverhalten des Aufbaus berücksichtigt wird. Durch die Verminderung der Aufbau-Wankbeschleunigung (Reduzierung Head-Toss) ergibt sich ein höherer Insassenfahrkomfort. Zusätzlich wird die Fahrsicherheit durch die Vermeidung von Resonanzüberhöhungen und Aufschaukelvorgängen erhöht.

Die Umschaltung der Stabilisatorrate bewirkt in der weichen Stufe ein geringes Maß an Querkopplung der Räder an einer Achse und erlaubt somit im Gelände eine hohe Achsverschränkung verbunden mit Traktionsgewinn und Kletterfähigkeit. Bei Straßenfahrt ist der Insassenfahrkomfort höher als bei der Serienabstimmung.

Bei Umschaltung in die harte Stabilisatorrate steht die Fahrsicherheit bei querdynamisch anspruchsvollen Situationen durch die stationäre Abstützung des Aufbaus im Vordergrund.

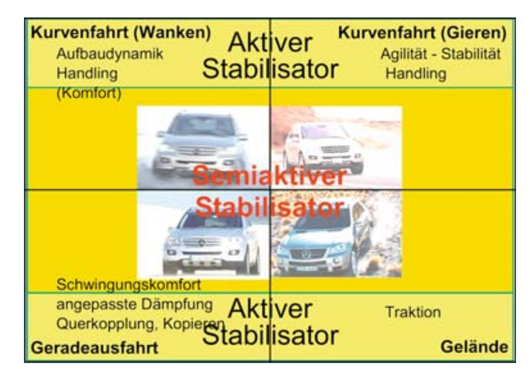


Bild 3-205: Domänen des semiaktiven und aktiven Stabilisators

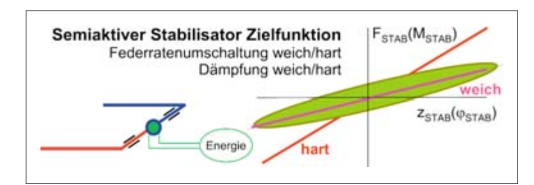


Bild 3-206: Zielfunktion des semiaktiven Stabilisators

Ein Ausführungsbeispiel besteht aus zwei parallel oder in Reihe angeordneten Federelementen plus Dämpfung (**Bild 3-206**). Das erste Federelement ist ständig im Eingriff und stellt die weiche (c_{weich}) Stabilisatorstufe dar. Das zweite Federelement wird durch ein regelbares Koppelglied dazugeschaltet. Die Kopplung und Entkopplung wird durch eine hydraulische Sperrung des Kraftstellers (Verdrängers) realisiert.

$$c_{\text{ges}} = \sum_{i=1}^{n} c_{\text{i}} \qquad \frac{1}{c_{\text{ges}}} = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{c_{\text{i}}} \tag{3.65}$$

So wird zwischen zwei wirksamen Stabilisator-Federraten c_{weich} und c_{hart} umgeschaltet (**Bild 3-206**). Auf diese Art wird über die Grundauslegung ein Basis Eigenlenk- und Wankverhalten realisiert.

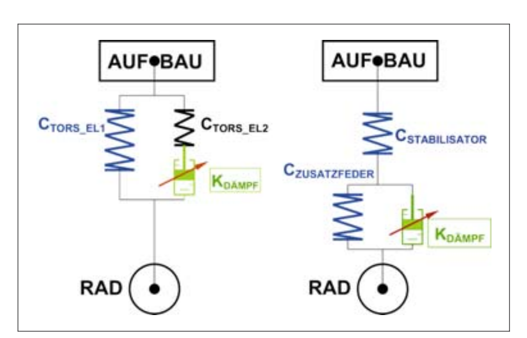


Bild 3-207: Federelemente und Kraftsteller in Parallelschaltung (links) und Reihenschaltung (rechts)

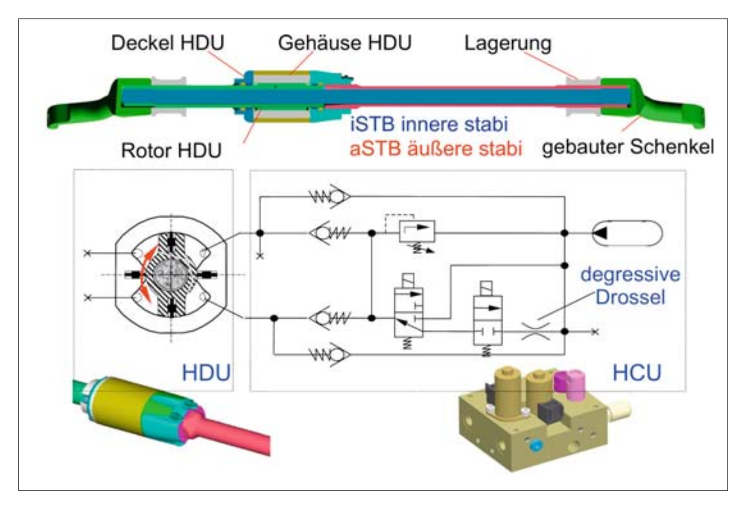


Bild 3-208:
Adaptiver Stabilisator mit Wankdämpfung [Quelle: ZF Lemförder]

Die semiaktive Zusatzdämpfung wird durch eine Relativbewegung zwischen den beiden Federelementen erzeugt. Der Volumenstrom kann mit Hilfe der Ventilansteuerung variabel gedämpft werden. **Bild 3-208** zeigt ein Ausführungsbeispiel der ZF Lemförder [49].

3.5.5.5 Aktiver Stabilisator

Mit aktiven Systemen können zwischen dem Aufbau und dem Fahrwerk je nach Bedarf Kräfte und Momente eingeleitet und gewünschte Stellwege erzeugt werden (**Bild 3-209**). Diese Kräfte sind nicht mehr die Folge von Aufbaubewegungen, sondern sind Funktionen beliebiger Variablen wie beispielsweise Querbeschleunigung oder Wankwinkel. Aktive Systeme sind auf Fremdenergie angewiesen. Sie haben den Vorteil, dass man keine Kompromissabstimmung finden muss, sondern die Abstimmung den Anforderungen anpassen kann. Diese Systeme sind in Abschnitt 7.6.2.3 beschrieben.

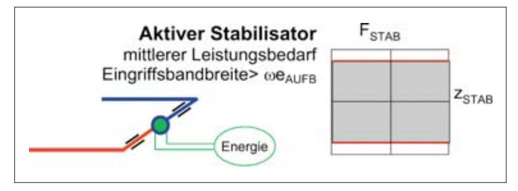


Bild 3-209: Morphologie Stabilisatorsysteme: aktiver Stabilisator

Beim aktiven Stabilisator können gezielt Gegenwankmomente aufgebracht werden. Durch das aktive Verdrehen des Stabilisators bei Kurvenfahrt wird der Wankwinkel reduziert und der Fahrzeugaufbau horizontiert. Die Entkopplung bei Geradeausfahrt reduziert Kopiereffekte, weil keine Vertikalmomente an der Fahrzeugachse gestellt werden (**Bild 3-205**). Der Fahrkomfort wird wesentlich erhöht. Die Fahrsicherheit wird durch optimale Eigenlenk- sowie gutmütige Lastwechselreaktionen gesteigert.

3.5.6 Federung für Niveauregelung

3.5.6.1 Aufgaben und Bauarten

Die Niveauregelung hat die Aufgabe, den Abstand zwischen Fahrbahn und Aufbau des Fahrzeugs konstant zu halten. Die Einfederung unter Last, die man von der Stahlfeder her gewohnt ist, wird kompensiert. Die Federung und Dämpfung kann mit diesem System weich und komfortabel gestaltet werden. Die Radstellung und Beleuchtung sind unabhängig vom Beladungszustand. Eine ausführliche Beschreibung der Systeme findet sich in Abschnitt 7.6.3.4. Hier soll nur über solche Bauelemente berichtet werden, bei denen die Bauelemente für die Dämpf- und Federfunktion in einer Baueinheit zusammengefasst sind. Die Funktionen, ihre Berechnung und Bauarten der Federung sowie Dämpfung werden beschrieben.
Es gibt zwei unterschiedliche Ausführungen: die Luftfederung und die hydropneumatische Federung. **Bild 3-210** zeigen die prinzipiellen Ausführungen von Luftfeder und Hydropneumatik. Die eigentliche Niveauregelung wird durch Zu- bzw. Abfuhr von Luft (Luftfeder) oder Öl (Hydropneumatik, Nivomat) über den Anschluss der Energieversorgung bewerkstelligt. Bei der Hydropneumatik bildet der hydraulische Verstellzylinder mit dem Dämpfer eine Einheit.
Diese unterscheidet man nach extern versorgten Federelementen (Federzylinder) und nach Selbstpumpenden Federelementen (Nivomat) [50].

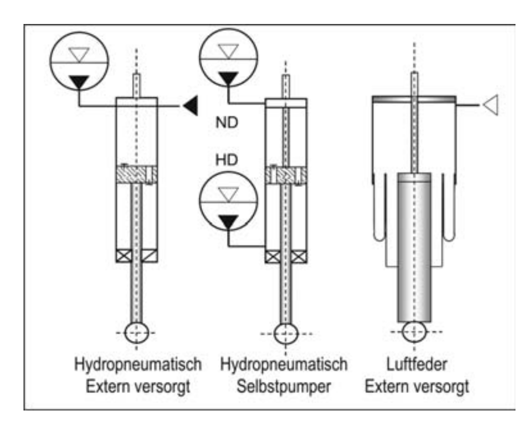


Bild 3-210: Niveauregelung mit Luft- und hydropneumatischer Federung

Das physikalische Verhalten einer Gasfeder lässt sich mit dem thermodynamischen Grundsatz (Gl. 3.66) der polytropen Zustandsänderung beschreiben (**Bild 3-211**):

$$p \cdot V^n = const \tag{3.66}$$

mit
p: Systemdruck
V: Systemvolumen
n: Polytropenexponent ($1 < n < 1{,}4$); $n = 1$ beim statischen Federungsvorgang (isotherm) $n = 1{,}4$ beim dynamischen Federungsvorgang (adiabat)

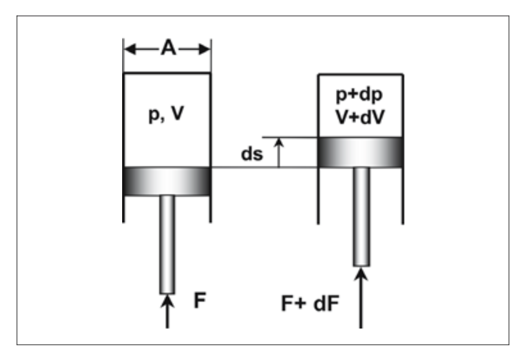


Bild 3-211: Gasfeder, schematisch

Der Gradient dieser Kennung stellt die Federsteifigkeit der Gasfeder dar. Der Gradient lässt sich durch Differentiation von Gl. (3.66) ermitteln.

$$V^n \cdot \mathrm{d}p + n \cdot p \cdot V^{n-1} \cdot \mathrm{d}V = 0 \tag{3.67}$$

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}V} = -\frac{n \cdot p \cdot V^{n-1}}{V^n} = -\frac{n \cdot p}{V} \tag{3.68}$$

Mit A als Kolbenfläche, $\mathrm{d}p = \mathrm{d}F/A$, $\mathrm{d}V = -A \cdot \mathrm{d}s$ und $\mathrm{d}F = c \cdot \mathrm{d}s$ (**Bild 3-212**) ergibt sich hieraus die Federsteifigkeit bei polytroper Zustandsänderung c_{pol}:

$$\frac{\mathrm{d}F}{\mathrm{d}s} = c_{\text{pol}} = \frac{n \cdot A^2 \cdot p}{V} \tag{3.69}$$

Für den absoluten Druck p gilt unter Berücksichtigung des Umgebungsdrucks p_{a} und Gasfederinnendrucks p_{i}

$$p = p_{\text{i}} + p_{\text{a}} \tag{3.70}$$

und für die Federkraft $F = (p - p_{\text{a}}) \cdot A = p_{\text{i}} \cdot A$.
Für Überdrücke ≥ 10 bar gilt angenähert $p \approx p_{\text{i}}$.

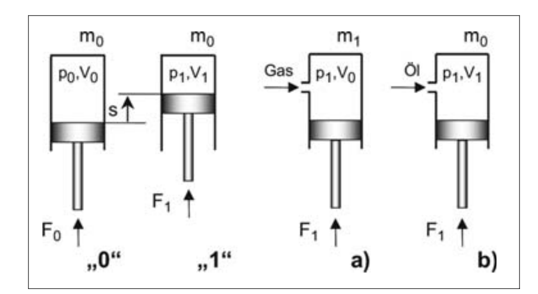


Bild 3-212: Gasfeder schematisch mit Federkennlinie

3.5.6.2 Niveauänderung mit Gasfeder

Die Niveauänderung kann mittels einer Gasfeder grundsätzlich auf zwei verschiedene Arten erfolgen (**Bild 3-213**):

- ♦ durch Zu- oder Abführen von Gas (Luftfeder),
- ♦ durch Zu- oder Abführen von Öl (hydropneumatische Feder).

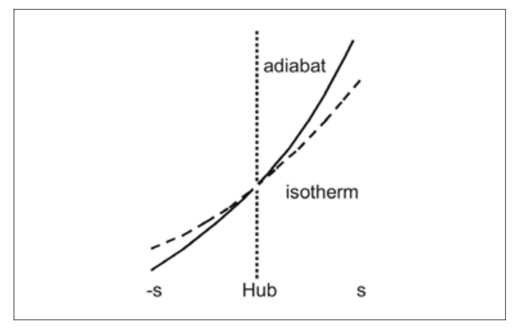


Bild 3-213: Ausgleich des Niveaus durch Gas oder Ölzufuhr

Im Auslegungspunkt „0“ der Gasfeder gilt jeweils

$$c_{\text{pol,0}} = \frac{n \cdot A^2 \cdot p_0}{V_0} \tag{3.71}$$

Luftfeder

Bei Erhöhung der Kraft von F_0 nach F_1 wird bei einer Luftfeder solange Gas nachgefördert bis das Ausgangsniveau wieder hergestellt ist. Hierdurch erhöht sich die Gasmasse auf m_1, das federnde Gasvolumen des Ausgangszustandes muss wieder erreicht werden ($V_1 = V_0$). Der zur Laststeigerung notwendige Druck p_1 liegt auf der Polytropen m_1 (**Bild 3-214**, Punkt 1). Die Federsteifigkeit der Luftfeder ergibt sich somit zu:

$$c_1 = \frac{n \cdot A^2 \cdot p_1}{V_0} \quad (3.72)$$

Dies entspricht einer linearen, lastabhängigen Federratenänderung.

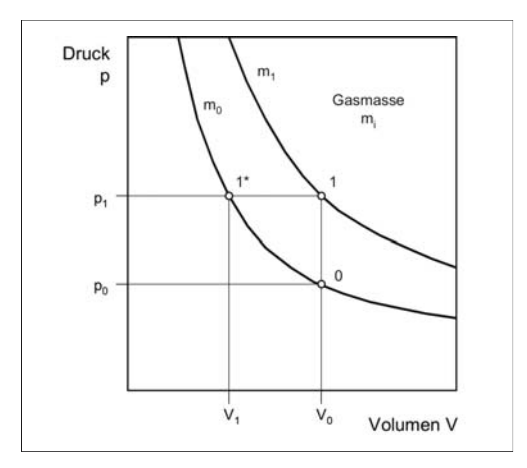


Bild 3-214: Niveauverstellung bei Luftfeder und hydropneumatischer Feder

Hydropneumatische Feder

Bei der hydropneumatischen Feder erfolgt der Niveauausgleich durch Nachfördern von inkompressiblem Öl. In diesem Fall bleibt die Gasmasse m_0 konstant; die Druckänderung zu p_1 erfolgt entlang der Ausgangspolytropen m_0 (**Bild 3-214** Punkt 1*).
Die Federsteifigkeit der hydropneumatischen Feder ergibt sich aus

$$c_{\text{pol},1} = \frac{n \cdot A^2 \cdot p_1}{V_1} \quad (3.73)$$

mit Beziehung (3.66) für V_1

$$V_1 = \left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} \cdot V_0 \quad (3.74)$$

zu

$$c_{\text{pol},1} = \frac{n \cdot A^2 \cdot p_1^{\frac{n+1}{n}}}{p_0^{\frac{1}{n}} \cdot V_0} \quad (3.75)$$

Für vergleichende Darstellungen genügt es, den isothermen Federungsvorgang ($n = 1$) zugrunde zu legen, dies entspricht einer quadratischen, lastabhängigen Federratenänderung.

$$c_1 = \frac{A^2 \cdot p_1^2}{p_0 \cdot V_0} \quad (3.76)$$

Betrachtung am Fahrzeug

Für die Betrachtung am Fahrzeug müssen die Federkräfte auf das Rad umgerechnet werden, um den Zusammenhang zur Radlast und den Federwegen des Rads herzustellen. Bei einem teiltragenden System (**Bild 3-215**), d.h. der Fahrzeugaufbau wird von einer Gasfeder und einer zusätzlichen mechanischen Feder gemeinsam getragen, sind sowohl die Gasfederkraft F_G als auch die Kraft der mechanischen Feder F_F auf das Rad umzurechnen. Hierbei müssen die jeweiligen Übersetzungsverhältnisse i_G und i_F berücksichtigt werden, die die Lage dieser Federelemente zum $R_{a(0)}$ ausdrücken.

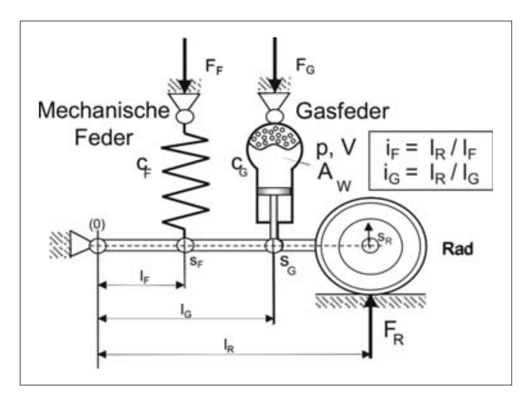


Bild 3-215: Übersetzungsverhältnisse

Die Übersetzung $i = 1$ ergibt sich, wenn das Federelement direkt über dem Rad angeordnet wird (z.B. beim Federbein). Ist das Federelement zwischen Drehpunkt und Rad angeordnet wird die Übersetzung $i > 1$; bei einer Anordnung „hinter" dem Rad wird die Übersetzung $i < 1$.
In der Übersetzung wird zudem eine von der Senkrechten abweichende Einbaulage der Federelemente berücksichtigt. Eine Schrägstellung in Fahrtrichtung um den Winkel α zur Hochachse und eine Neigung in Querrichtung um den Winkel β zur Hochachse wird in der Übersetzung wie folgt berücksichtigt.

$$i_{\alpha\beta} = \frac{i}{\cos\alpha \cdot \cos\beta} \quad (3.77$$

Aus der Momentenbeziehung um den Drehpunkt (0) und unter Berücksichtigung der Übersetzungsverhält-

nisse ergibt sich für die Radaufstandskraft (Radlast) F_R:

$$\sum M_{(0)} = F_R \cdot l_R - F_G \cdot l_G - F_F \cdot l_F \tag{3.78}$$

$$F_R = \frac{F_G}{i_G} + \frac{F_F}{i_F} \tag{3.79}$$

Zwischen den Hüben s_G und s_F der Federelemente und dem Radhub s_R lässt sich mit den Übersetzungen folgender Zusammenhang darstellen:

$$F_G = c_G \cdot s_G = c_G \frac{s_R}{i_G} \tag{3.80}$$

$$F_F = c_F \cdot s_F = c_F \frac{s_R}{i_F} \tag{3.81}$$

Hieraus kann die Gleichung für die Gesamtfederrate c_R am Rad abgeleitet werden:

$$F_R = c_R \cdot s_R = \left(\frac{c_G}{i_G^2} + \frac{c_F}{i_F^2} \right) \cdot s_R \tag{3.82}$$

$$c_R = \frac{c_G}{i_G^2} + \frac{c_F}{i_F^2} \tag{3.83}$$

Bei der volltragenden Gasfeder (der Fahrzeugaufbau wird alleine von der Gasfeder getragen) entfällt der Anteil der mechanischen Feder und es ergibt sich ein vereinfachter Zusammenhang zwischen Radlast, Systemdruck und wirksamer Kolbenfläche A_W:

$$F_R = \frac{F_G}{i_G} = \frac{A_W \cdot p_1}{i_G} \tag{3.84}$$

Berücksichtigt man die bereits abgeleiteten Beziehungen für die Federraten von Luftfeder und hydropneumatischer Feder, lässt sich für volltragende Gasfedersysteme die Gesamtfederrate in Abhängigkeit der Radaufstandskraft darstellen.

Volltragende Luftfeder
Für die gasseitig geregelte Luftfeder bleibt V konstant und die Gesamtfederrate am Rad ergibt sich für $n = 1$

$$c_R = \frac{A_W^2 \cdot p_1}{i_G^2 \cdot V_0} \tag{3.85}$$

$$c_R = \frac{A_W \cdot F_R}{i_G \cdot V_0} = const \cdot F_R \tag{3.86}$$

Die Federrate ist also proportional zur Radlast.

Volltragende hydropneumatische Feder
Für die ölseitig geregelte hydropneumatische Feder gilt, dass das Verhältnis $p \cdot V$ konstant bleibt.

Damit ergibt sich für $n = 1$

$$c_R = \frac{A_W^2 \cdot p_1^2}{i_G^2 \cdot p_0 \cdot V_0} \tag{3.87}$$

$$c_R = \frac{F_R^2}{p_0 \cdot V_0} = const \cdot F_R^2 \tag{3.88}$$

Die Federrate ist in diesem Fall proportional zum Quadrat der Radlast.

Beeinflussung der Aufbaueigenfrequenz
Mit einer Änderung der Aufbaueigenfrequenz n_e ist stets eine Änderung des Komfortverhaltens des Fahrzeugs verbunden. Es ist daher wünschenswert, dass sich die Aufbaueigenfrequenz mit zunehmender Beladung möglichst wenig ändert. Ausgehend von der Eigenfrequenz eines Einmassenschwingers

$$n_e = \sqrt{\frac{c}{m}} \tag{3.89}$$

ergibt sich mit der radbezogenen Gesamtfederrate des Fahrzeugs c_R und der Beziehung zwischen der radbezogenen gefederten Fahrzeugmasse m_R, der Erdbeschleunigung g und der Radlast $m_R = F_R / g$ die Aufbaueigenfrequenz zu

$$n_e = \sqrt{\frac{g \cdot c_R}{F_R}}\ ,\ (n_e \text{ in } 1/\text{min}) \tag{3.90}$$

oder die Aufbaufrequenz

$$f = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{g \cdot c_R}{F_R}}\ ,\ (f \text{ in Hz}) \tag{3.91}$$

Lineare Stahlfeder
Beim alleinigen Einsatz einer linearen Stahlfeder ($c = const$) nimmt die Aufbaueigenfrequenz mit zunehmender Beladung ab

$$n_e = const \cdot \sqrt{\frac{1}{F_R}} \tag{3.92}$$

Eine Verdoppelung der Beladung führt hiernach zu einer Verringerung der Eigenfrequenz um ca. 30 %.
Durch eine progressive Stahlfeder mit weicher Anfangskennung kann dieser Einfluss zwar vermindert werden, dies führt aber im Allgemeinen. zu extremen statischen Einfederungen.

Volltragende Luftfeder
Für die volltragende Luftfeder (Federrate ist proportional zur Radlast) ergibt sich für $n = 1$ eine weitgehend belastungsunabhängige Aufbaueigenfrenz:

$$n_e = \sqrt{\frac{g \cdot A_W}{i_G \cdot V_0}} = const \tag{3.93}$$

Volltragende hydropneumatische Feder
Bei Verwendung einer volltragenden hydropneumatischen Feder resultiert für $n = 1$

$$n_e = \sqrt{\frac{g \cdot F_R}{i_G^2 \cdot p_0 \cdot V_0}} = const \cdot \sqrt{F_R} \tag{3.94}$$

D.h., die Aufbaueigenfrequenz steigt mit zunehmender Beladung an.

Teiltragende hydropneumatische Feder
Bei der teiltragenden hydropneumatischen Feder überlagern sich die gegenläufigen Tendenzen von Stahlfeder und hydropneumatischer Feder. Dies führt zu einem annähernd konstanten Schwingverhalten des Aufbaus (**Bild 3-216**, c). Dies entspricht einer quadratischen, lastabhängigen Federratenänderung.
Bild 3-216 zeigt, dass eine aus Komfortgründen von der Zuladung unabhängige Aufbaueigenfrequenz nur durch eine teiltragende Hydropneumatik oder eine Luftfederung erreicht werden kann.

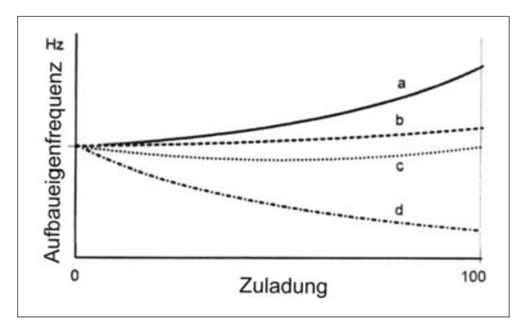


Bild 3-216: Schwingungsverhalten unterschiedlicher Fahrwerksfederungen: a) volltragende Hydropneumatik, b) volltragende Luftfeder, c) teiltragende Hydropneumatik und Luftfeder, d) Stahlfeder

3.5.7 Hydropneumatische Federung

Das erste in Serie hergestellte Fahrzeug mit hydropneumatischer Federung an Vorder- und Hinterachse war der Citroen ID, der Anfang der 50er Jahre auf den Markt kam. Bei den Nachfolgern dieses Fahrzeugtyps ist diese Art der Federung bis heute beibehalten worden. Auch andere Fahrzeughersteller haben diese Art der Federung – oft nur an der Hinterachse – in Serie eingeführt. Diese Lösungen wurden bis vor einigen Jahren in Fahrzeuge der gehobenen Klasse eingebaut, aber heute durch den Nivomaten und die Luftfeder abgelöst. **Bild 3-217** zeigt ein Schnittbild des Hinterachsfederzylinders für die Mercedes E-Klasse W123. Es handelt sich um einen Hydraulikzylinder in dem ähnlich wie beim Einrohrdämpfer im Kolben Dämpfventile für die Zug und Druckrichtung eingebaut sind.

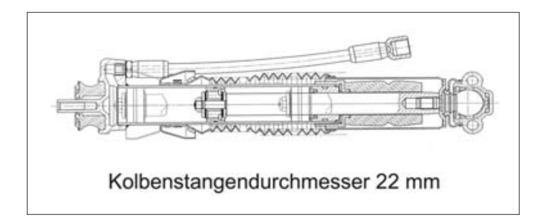


Bild 3-217: Federzylinder E-Klasse

3.5.7.1 Selbstpumpendes, hydropneumatisches Feder- und Dämpferelement

Der Selbstpumper vereinigt folgende Elemente in einer Baueinheit:

- Gasfeder und Zusatzfeder parallel zur Tragfeder für die Leerlast des Fahrzeugs,
- lastabhängiger Dämpfer,
- Pumpe, Vorratsspeicher, Regler.

Der Selbstpumper wird anstelle eines konventionellen Dämpfers, Federdämpfers oder Federbeins meist an der Hinterachse des Fahrzeugs eingebaut und stellt automatisch das optimale Aufbauniveau her. Der Selbstpumper kann auch, falls er serienmäßig oder optional nicht vorgesehen ist, nachträglich in Fahrzeuge eingebaut werden und beansprucht einen nur geringfügig größeren Bauraum. Eine Besonderheit dieses Niveauregelsystems besteht darin, dass die notwendige Energie zur Einstellung der Karosserielage aus den Relativbewegungen zwischen Achse und Aufbau gewonnen wird, die während des Fahrbetriebs durch Straßenunebenheiten entstehen. Der Selbstpumper benötigt deshalb keine externe Energieversorgung.
Bild 3-218 zeigt schematisch die Funktionsweise eines Selbstpumpers. Der linke Teil zeigt den Zustand, nachdem das stehende Fahrzeug beladen wurde und der Aufbau sich nach hinten geneigt hat. Sobald das Fahrzeug fährt, führen Relativbewegungen zwischen Achse und Aufbau dazu, dass Öl aus dem Niederdruckreservoir gegen das Gaspolster im Hochdruckspeicher (teiltragende Feder) gepumpt wird. Bei der Ausfahrbewegung der Kolbenstange wird das Öl durch das Einlassventil in die Pumpe gesaugt und bei der Einfahrbewegung durch das Auslassventil gegen den Hochdruckspeicher gedrückt. Der rechte Teil der Abbildung zeigt den Zustand, nachdem der Selbstpumper das optimale Karosserieniveau hergestellt hat. Der angestiegene Druck im Hochdruckspeicher, der zugleich auf das Tragelement wirkt, hat die auf die Kolbenstange wirkende Ausfahrkraft erhöht und den Fahrzeugaufbau angehoben. In diesem Zustand gibt der Höhenregler einen Bypass frei, der verhindert, dass der Druck weiter erhöht wird. Öl wird über die Ablaufbohrung in das Niederdruckreservoir zurückgefördert [51].

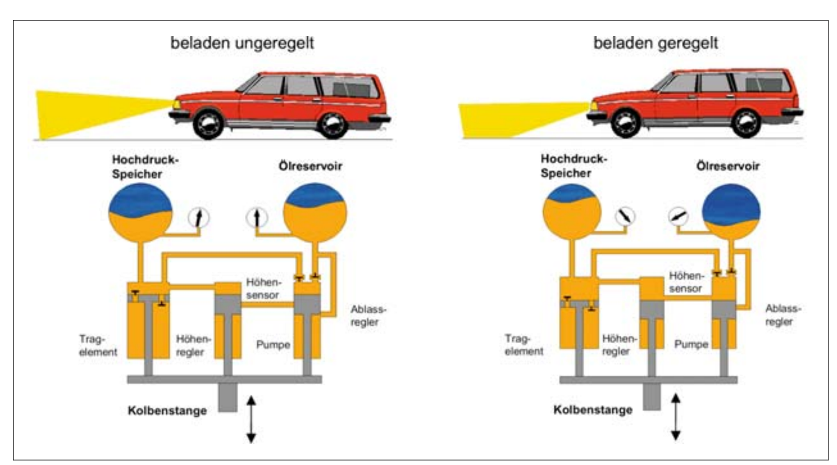


Bild 3-218: Funktionsweise eines Selbstpumpers

Bild 3-219 zeigt den konstruktiven Aufbau eines Selbstpumpers. Die Niveauregelung mit Nivomat findet während des Fahrbetriebs statt, da die Pumpe durch die Relativbewegungen zwischen Aufbau und Achse, die durch die Straßenunebenheiten hervorgerufen werden, betätigt wird. Das Fahrzeugniveau sinkt aber nicht sofort ab, sobald das Fahrzeug steht, sondern der Nivomat ist in der Lage – aufgrund seiner inneren Dichtigkeit – das einmal erreichte Druckniveau über einen längeren Zeitraum zu erhalten.

Die Nivomatpumpe (10) wird durch die Bewegungen der Kolbenstange betrieben. Beim Ausfahren der Kolbenstange (Zugbewegung) wird der Pumpraum (11) vergrößert. Öl wird aus dem Ölreservoir (2) durch das Saugrohr (1), die hohle Pumpenstange (3) und das offene Einlassventil (9) in den Pumpraum gesaugt. Beim Einfahren der Kolbenstange (Druckbewegung) wird der Pumpraum verkleinert, das Einlassventil schließt und das Auslassventil (12) öffnet. Öl wird zwischen Steuerhülsenaußenseite und Kolbenstangeninnenseite in den Arbeitsraum gedrückt.

Aus dem Arbeitsraum wird gleichzeitig Öl durch die offene Seite des Zylinderrohrs in den Hochdruckspeicher verdrängt. Das Hochdruckgaspolster (7) wird beim Pumpen zunehmend gespannt. Der Druck im Ölreservoir nimmt kontinuierlich ab und der Druck in Hochdruckspeicher und Arbeitsraum nimmt kontinuierlich zu. Der Druckanstieg im Arbeitsraum bewirkt eine Zunahme der Kolbenstangenausfahrkraft. Das Fahrzeugheck wird angehoben. Bei Annäherung an das vorgesehene Fahrzeugniveau wird eine Wendelnut (4) freigegeben, die sich auf der Pumpenstange befindet und die bis dahin von der Steuerhülse verdeckt wurde. Diese Wendelnut stellt den Höhensensor dar. Die geöffnete Nut bildet einen Bypass zwischen Pumpraum und Hochdruckspeicher.

Dies führt dazu, dass kein Öl aus dem Niederdruckreservoir angesaugt wird, sondern nur noch Öl zwischen Pumpraum und Arbeitsraum verschoben wird.

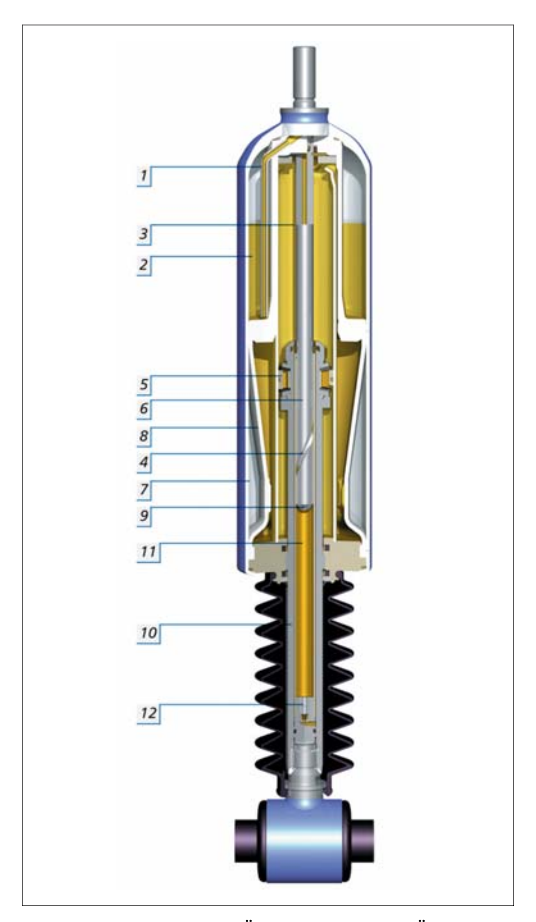


Bild 3-219: Nivomat: 1) Ölansaugleitung, 2) Ölreservoir, 3) Pumpenstange, 4), 6) Steueröffnung, 5) Dämpfungskolben, 7) Hochdruckspeicher, 8) Trennmembran, 9) Einlassventil, 10) Steuerhülse, 11) Pumpenraum, 12) Auslassventil

Wird das Fahrzeug im Stand entladen, fährt die Kolbenstange zunächst weiter aus, da das Gleichgewicht zwischen Nivomat-Ausfahrkraft und Nivomat-Belastung gestört wird. Durch dieses größere Ausfahren der Kolbenstange wird an der Pumpenstange eine Ablassbohrung (6) freigegeben, die in Niveaulage durch die Steuerhülse verdeckt wird. Die Ablassbohrung ermöglicht einen Öldurchfluss aus dem Hochdruckspeicher in das Niederdruckreservoir, der zu einer entsprechenden Druckminderung führt. Das Fahrzeugheck sinkt wieder auf die Niveaulage ab.
Bei Fahrten auf Schlechtwegstrecken wird die Pumpe im Nivomat stärker angeregt als normal. Der Nivomat regelt in diesem Fall auf ein höheres Niveau (15 bis 20 mm). Dies führt dazu, dass das Fahrzeug – in Abhängigkeit des Übersetzungsverhältnisses Nivomat zu Rad – mehr Bodenfreiheit gewinnt. Die Dämpfung des Nivomaten wird von Einrohrventilen ähnlichen konstruktiven Bauteilen erzeugt.
Der Nivomat wird im Allgemeinen als teiltragendes Element an der Fahrzeug-Hinterachse eingesetzt. In diesem Fall wird der überwiegende Teil des Fahrzeugleergewichts (hinten) von einer parallel zum Nivomat eingebauten mechanischen Feder (Spiral- oder Blattfeder) getragen. Der Nivomat hat die Aufgabe, den überwiegenden Teil der Zuladung zu tragen. Im Fall der volltragenden Lösung trägt und federt der Nivomat das gesamte Fahrzeuggewicht inklusive Zuladung an der Hinterachse. Dieser Anwendungsfall ist aber eher selten.

Bei einer teiltragenden Nivomat-Lösung sind 3 Federanteile von Bedeutung (**Bild 3-220**). Diese Anteile sind die mechanische Tragfeder, die Gasfeder (aufgrund des eingeschlossenen Gasvolumens im Hochdruckspeicher des Nivomaten) und die Hilfsfeder (Druckanschlagpuffer). Die mechanische Feder muss im Vergleich zu einer konventionellen Dämpferanwendung in Traglast und Federrate abgesenkt werden, da der Nivomat bereits einen Teil der Federkraft übernimmt. Die Hilfsfeder wird bei zunehmender Einfederung wirksam und begrenzt den Einfederweg.
Die Nivomat-Federkennlinien ergeben sich durch die Überlagerung der 3 Federanteile. Die lineare Kennlinie der mechanischen Feder geht bei Fahrzeugleergewicht durch den **Punkt A*** und bei maximaler Zuladung und statischer Einfederung durch den **Punkt B***. Die Leerstandshöhe beim Nivomat-Einsatz (**Punkt A**) kann im Vergleich mit der konventionellen Federung gleich oder niedriger angesetzt werden. Die statische Einfederung bei maximaler Zuladung (**Punkt B**) sollte aber unbedingt mit der konventionellen Einfederung bei Volllast (**Punkt B***) übereinstimmen, damit das Fahrzeug in diesem Fall dieselbe Bodenfreiheit aufweist. Mit dem Fahrzeughersteller wird bei der Fahrabstimmung eine dynamische Niveaulage festgelegt. Während des Fahrbetriebs wird dann das Fahrzeug auf das vordefinierte „dynamische“ Niveau (**Punkt C**) angehoben. Je nach Fahrbahnunebenheit wird hierfür eine Fahrstrecke zwischen 500 und 1500 Metern benötigt.

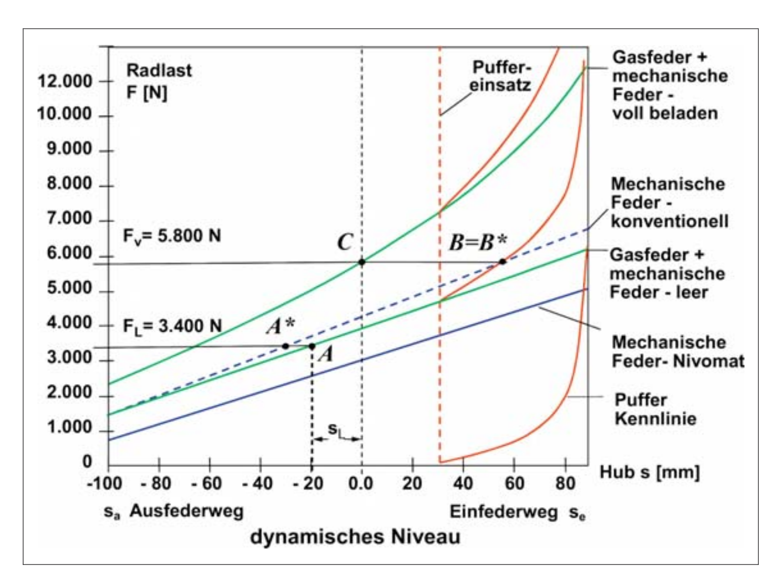


Bild 3-220:
Federkennlinien am Rad

Das Kennliniendiagramm zeigt deutlich den Anstieg der Federraten bei wachsender Zuladung, was durch die zunehmende Anspannung des Gaspolsters im Nivomat erreicht wird. Ziel ist – aus Komfort- und Sicherheitsgründen – über den gesamten Zuladungsbereich eine möglichst konstante Eigenschwingungszahl des Fahrzeugaufbaus zu erzielen.
Bei konventionell gefederten Achsen ändert sich die Eigenschwingungszahl zwischen Leergewicht und voller Zuladung im Allgemeinen sehr deutlich, während sie bei einer teiltragenden Nivomat-Lösung nahezu konstant ist. Nivomat-Anwendungen sind daher gewöhnlich weniger hart im Leerzustand (Komfortverbesserung) und weniger weich im voll beladenen Zustand (**Bild 3-221**).
Der Nivomat ist als Dämpfer-, Federdämpfer- oder Federbein-Ausführung realisierbar (**Bild 3-222**). Der Einbau des Nivomaten mit Kolbenstange nach unten oder Kolbenstange nach oben ist generell möglich. Die Fahrzeuganbindungen sind im Allgemeinen kundenspezifisch und können als Stift- oder Augengelenk ausgebildet werden.

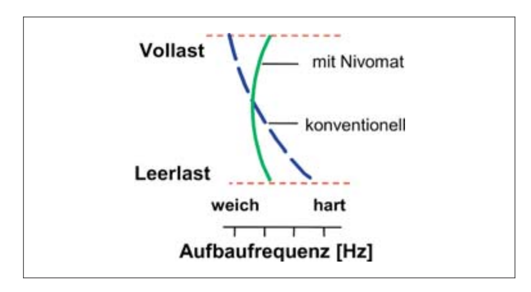


Bild 3-221: Einfluss Nivomat auf die Aufbaueigenfrequenz

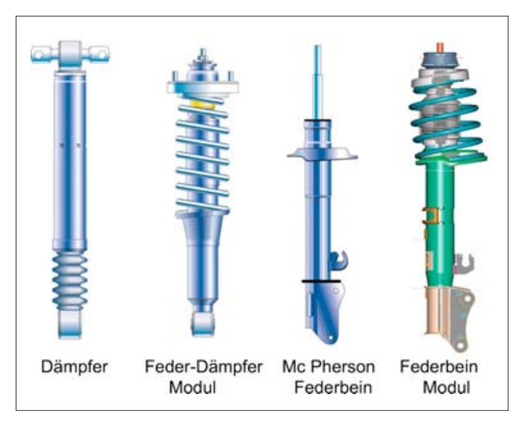


Bild 3-222: Anwendungsbeispiele

3.5.8 Luftfederung

Bild 3-223 zeigt die Anordnung einer Luftfederung in einem Pkw. Neben den bereits genannten Luftfeder-Dämpfereinheiten benötigt das Regelsystem einen Sensor, der das momentane Aufbauniveau erkennt, eine Regelelektronik sowie einen gekapselten Kompressor mit Druckluftspeichern und Regelventilen zur Steuerung der Luft in den vier Luftfedern.

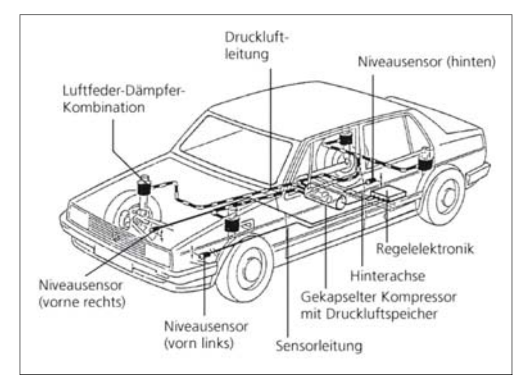


Bild 3-223: Luftfederung Pkw

Bild 3-224 zeigt ein Luftfeder-Dämpferbein für Pkw-Fahrwerke. Diese Baueinheit ist immer dann sinnvoll, wenn Fahrwerke so ausgelegt sind, dass die Dämpfung und Federung in der gleichen Achse wirken sollen. Ferner entfallen zusätzliche Bauelemente, die zur Befestigung zweier getrennter Komponenten nötig wären. Das Behälterrohr des Dämpfers kann zugleich als Abrollrohr oder als Stütze für das Abrollrohr der Luftfeder verwendet werden, während der obere Teil der Luftfeder am Ring- oder Stiftgelenk der Kolbenstange befestigt werden kann. Eine zusätzliche Führung der Luftfeder entfällt.
Durch Taillierung des Abrollkolbens können die Eigenfrequenz und die Federrate der Luftfeder so gesteuert werden, dass sie bei optimalem Niveau des Aufbaus niedrig und im Bereich der Anschläge hoch ist. **Bild 3-225** zeigt schematisch einen Luftfederbalg, der mit je einem Spannring (gelb) oben an einer Luftfederkappe und unten an einem Abrollkolben befestigt ist.
Der Balg besteht aus einer hochwertigen Gummimischung, die mit einem Gewebe durch Vulkanisation verstärkt ist. Die Dicke des Balges und des Gewebefadens richtet sich nach der geforderten Festigkeit und Beanspruchung. Für schwere Einsatzfälle verwendet man sog. Kreuzlagenbälge, deren Fadenstruktur im 90° Winkel angeordnet ist. Für Bälge, die eine möglichst geringe innere Reibung und damit einen hohen Komfort aufweisen sollen, verwendet man eine einlagigige Fadenstruktur mit senkrechten Fäden oder eine Kreuzlagenstruktur mit spitzen Winkeln. Diese Bälge haben eine geringere Festigkeit und müssen durch ein außen angebrachtes Rohr geführt werden.

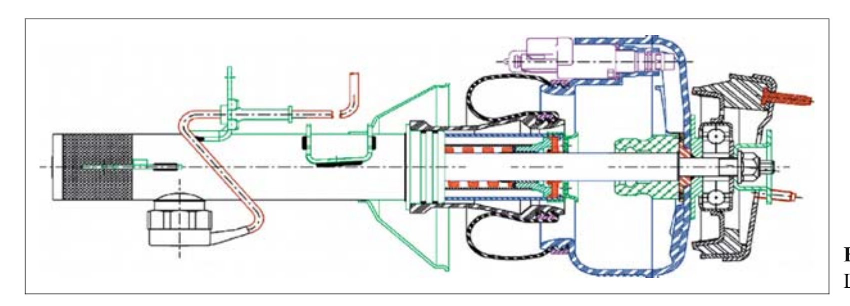


Bild 3-224:
Luftfeder-Dämpferbein

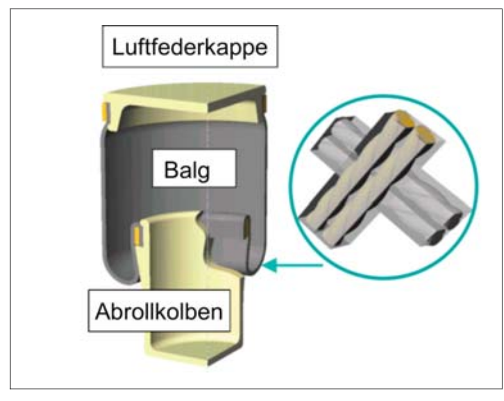


Bild 3-225: Schematischer Aufbau einer Luftfeder [Quelle: Vibracoustic]

Bild 3-226 zeigt links eine solches reibungsarmes Luftfederbein (mit integriertem Stoßdämpfer) und rechts eine entsprechende Ausführung konventioneller Art. Ein Faltenbalg (grün) schützt den außen geführten Balg vor Verschmutzung. Eine Luftfeder wird heute ausschließlich als Einzelelement oder in Kombination mit einem Dämpfer (Federträger) angewendet. Es gibt immer wieder Ansätze, auch Mc-Pherson-Achsen mit Luftfederung auszustatten.
Bild 3-227 zeigt einige Möglichkeiten, wie der bauartbedingte Querkraftausgleich vorgenommen werden kann. Links im Bild wird eine schräg gestellte Luftfeder gezeigt, die eine gleichmäßige Fadenbelastung zum mindesten in Niveaulage hat. In der Mitte wird die Querkraftabstützung der Luftfeder über eine Anlauffläche für den Balg erreicht. In der ganz rechts gezeigten Lösung wird zur Querkraftkompensation ein asymmetrischer Balg verwendet.

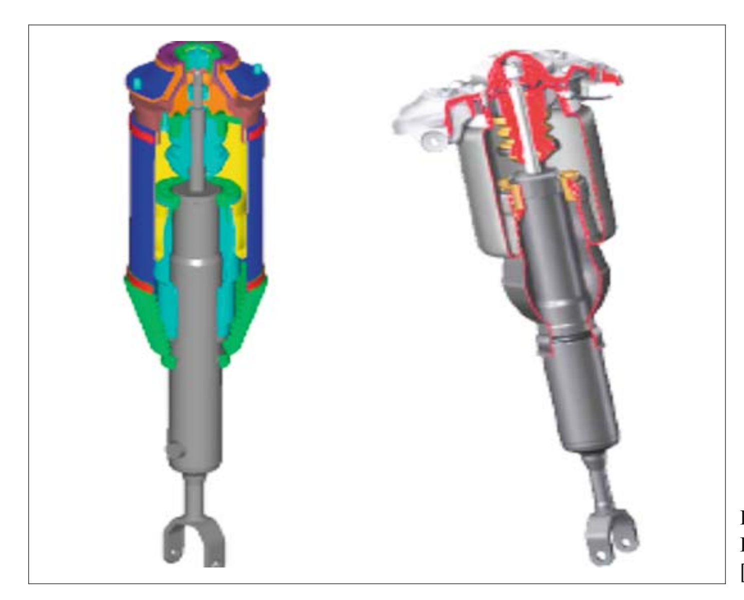


Bild 3-226:
Luftfederbeine
[Quelle: Continental AG]

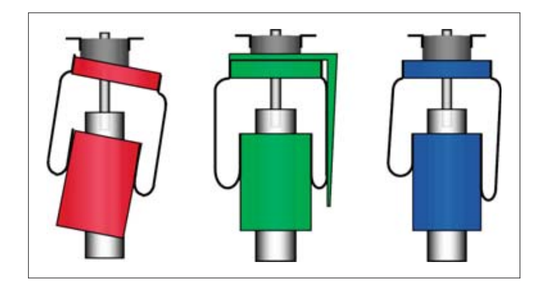


Bild 3-227: Querkraftausgleich Luftfeder

Ein Serieneinsatz für McPherson-Achsen kommt aus Kostengründen derzeit nicht infrage, da diese Achsen vornehmlich im preissensiblen Segment der Klein- und Kompaktfahrzeuge verwendet werden. Limousinen, SUVs sowie Kombinationskraftwagen in der gehobenen und Luxusklasse haben Achsen, bei denen die Luftfeder als Einzelelement eingebaut oder mit einem Dämpfer kombiniert wird (Federträger). Dort wird die Niveauregelung aufgrund ihrer Vorteile einer Niveauverstellung bei Geländefahrt oder hoher Zuladung sowie Ihres hohen Komforts aufgrund der niedrigen Aufbaufederrate besonders geschätzt und als Serienausführung oder Option gefordert. Fast immer wird zur weiteren Erhöhung der Sicherheit und des Komforts auch eine regelbare Dämpfung mit hydraulischen Teleskopstoßdämpfern in einer Systemausführung kombiniert, insbesondere auch um ein Durchschlagen der Federung zu vermeiden und bei kritischen Fahrmanövern eine sichere Spurhaltung zu gewährleisten.
Luftfederhersteller versuchen in den vergangenen Jahren die hydraulische Dämpfung durch eine Luftdämpfung zu ersetzen und diese in die Luftfeder zu integrieren. Physikalisch ist eine Luftfederung insbesondere in Bezug auf das Zeitverhalten anders zu bewerten als eine hydraulische Dämpfung [52, 53]. **Bild 3-228** zeigt eine mögliche Ausführung einer pneumatischen Dämpfung innerhalb einer Luftfeder.

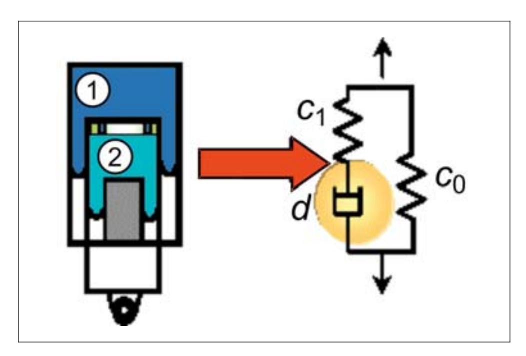


Bild 3-228: Schema Luftfeder-Dämpfereinheit [52]

Die Dämpfung erfolgt durch Drosselung des Luftaustausches zwischen den Kammern 1 und 2. Bei komplett geöffneter Verbindung beider Druckräume verhält sich das System wie eine Feder mit der Steifigkeit c_0. Bei voll geschlossener Verbindung entsteht die Federwirkung aus zwei parallel geschalteten Federn mit den Steifigkeiten c_0 und c_1. Bei allen Zwischenschaltungen wird Dämpfung erzeugt, die von der Einstellung des Drosselelementes sowie von der Auslegung der Luftfedern abhängig ist. Mit dem Drosselelement kann man das Maximum der Dämpfkraft über der Anregungsfrequenz verschieben aber nicht verändern. Die Steifigkeit der Feder verändert die Höhe der Dämpfkraft. Eine erste Serienausführung einer solchen Luftfeder-Dämpfereinheit wurde für ein Motorrad in Serie eingeführt [54]. Weitergehende Untersuchungen zielen auf eine Regelbarkeit der Dämpfung.

3.6 Dämpfung

3.6.1 Aufgabe der Dämpfung

Genau genommen handelt es sich bei Kraftfahrzeugstoßdämpfern um Schwingungsdämpfer, jedoch hat sich für die Anwendung in Fahrwerken insbesondere in der Umgangssprache die Bezeichnung „Stoßdämpfer“ durchgesetzt. Stoß- bzw. Schwingungsdämpfer werden in Kraftfahrzeugen nicht nur in Fahrwerken, sondern auch an anderer Stelle eingesetzt, z.B. in Fahrerhausdämpfungen, Sitzdämpfungen, Lenkungsdämpfungen und als Pralldämpfer für Stoßstangen. Abschnitt 3.6 bezieht sich auf die Dämpfung von Fahrwerken, da hier die größte und bei weitem bedeutendste Anwendung liegt.
Die zur Fahrzeugfederung parallel angeordneten Schwingungsdämpfer übernehmen folgende Aufgaben:

- das Aufschaukeln und Nachschwingen des Wagenaufbaus bei entsprechender Anregung durch Unebenheiten der Straße oder durch Fahrzustände zu verhindern,
- die von der Fahrbahn angeregte Schwingung des Rades und der Achse rasch zum Abklingen zu bringen, d.h. für Bodenhaftung der Räder und damit für eine gute Spurführung und Bremswirkung zu sorgen.

Beim Überfahren einer Bodenerhebung werden Federn und Schwingungsdämpfer zusammengedrückt. Der auf das Fahrzeug einwirkende Stoß wird von der Federung aufgenommen. Sie verhindert, dass die gefederte Masse (m_2: Aufbau und Zuladung) mit der ungefederten Masse (m_1: Achse und Räder) in Berührung kommt. Andererseits strebt die Federung danach, die gespeicherte Energie wieder abzugeben, indem sie sich entspannt. Um das in dieser Weise

angeregte Wechselspiel einer Schwingung zwischen Achse und Aufbau möglichst rasch zum Abklingen zu bringen, verfügt das Fahrwerk über Schwingungsdämpfer. Gefederte und ungefederte Massen schwingen in verschiedenen Frequenzbereichen, in **Bild 3-229** sichtbar gemacht durch die unterschiedlichen Zeitverläufe von Aufbau- und Radschwingung. Die dargestellten Schwingungsverläufe zeigen deutlich, wie die durch die Bodenerhebung verursachten Schwingungen (ungedämpfte Schwingungen: blaue Kurven) durch einen Dämpfer beruhigt werden (rote Kurven).

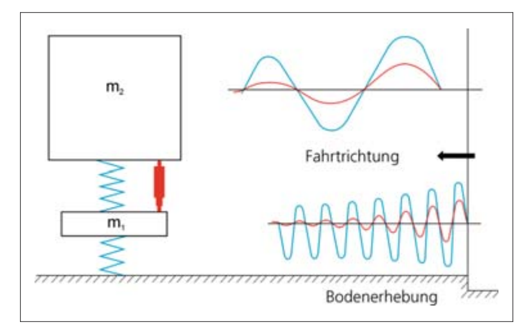


Bild 3-229: Gekoppelte Schwingungen der Fahrwerks- und Aufbaumassen

Dämpfer und Federung eines Fahrwerks dürfen nicht isoliert betrachtet werden. Im Fahrbetrieb beeinflussen sich die verschiedenen Fahrwerksparameter gegenseitig. **Bild 3-230** veranschaulicht die unterschiedlichen Einflüsse auf das Schwingungsverhalten des Fahrwerks. Neben Federn, federnden Anschlägen, Dämpfern und Stabilisatoren kommt der Kinematik der Achse, ihrer Elastizität sowie der Wechselwirkung zwischen Kinematik und Elastizität eine große Bedeutung zu. Diese so genannte Elastokinematik wird heute insbesondere bei horizontalen Bewegungen gezielt eingesetzt. Neben der Lenkung haben auch Reifen und Motorlagerung großen Einfluss auf die Fahrwerksdynamik. Sie stellen, jeweils für sich genommen, vertikal schwingende Systeme dar. Die Motor- bzw. die Aggregatelagerung von Motor und Getriebe werden heute, insbesondere bei Dieselmotoren mit hydraulischer Dämpfung, auf den Resonanzbereich der Antriebsschwingungen optimiert.

Die Anforderungen an die Dämpfung sind vielseitig. Sie hängen von den absoluten Werten der Rad- und Aufbaumasse, aber auch vom Verhältnis beider Massen sowie vom Verhältnis der Reifen- und der Aufbaufederkonstante ab. Nicht zu vernachlässigen sind auch die in **Bild 3.-230** genannten Einflussgrößen. Hinzu kommen einige dämpferspezifische Einflüsse:

- die Übersetzung zwischen Dämpfer- und Radbewegung (konstant oder abhängig vom Hub veränderlich),

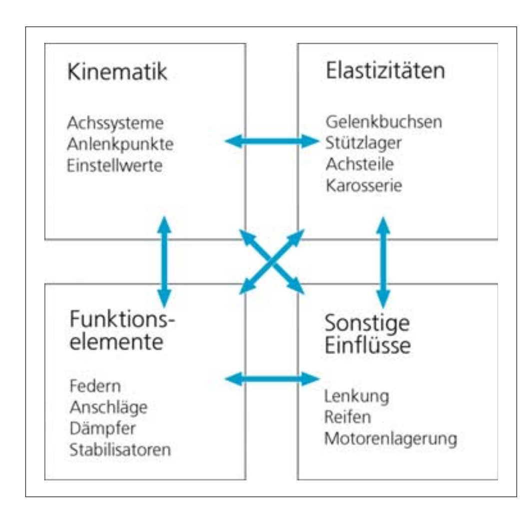


Bild 3-230: Gegenseitige Beeinflussung der Fahrwerksparameter

- die Nutzung von Dämpfungseigenschaften über rein parallele Einfederungsvorgänge hinaus, also im Zusammenhang mit Wank- und Nickbewegungen des Fahrzeugs,
- die Anpassung der Dämpfung an die Anforderungen, die sich aus der Nutzung des Fahrzeugs im Hinblick auf die Fahrsicherheit ergeben (komfortable oder spezielle Sporteinstellung des Dämpfers).

Das Aufbaudämpfungsmaß (siehe Abschnitt 3.6.4) sollte man im Interesse guten Komforts, aber auch im Interesse hoher Sicherheit nicht zu groß wählen. Überschreitet dieses Dämpfungsmaß kritische Werte ($D = 0{,}5$), wird der Dämpfer bei bestimmten Anregungen so steif, dass das Fahrzeug auf den Reifen federt und sich die Aufbaueigenfrequenz zu höheren, vom Menschen als unangenehm empfundenen Werten verschiebt. Als guter Kompromiss ist ein Aufbaudämpfungsmaß zwischen 0,25 und 0,35 anzusehen.

Bild 3-231 zeigt die Beurteilungsmaßstäbe des Dämpfers für unterschiedliche Straßenunebenheiten und Funktionsanforderungen. Der Abrollkomfort wird durch sehr niedrige Unebenheiten im gesamten Frequenzbereich des Dämpfers beeinflusst (Bereich 1). Achs- und Aufbaubewegungen sind eindeutig den Eigenfrequenzen beider Systeme zuzuordnen (2, 4). Gegenphasiges Schwingen (3) entsteht meist aus der Wechselwirkung mit anderen schwingungsfähigen Systemen im Fahrzeug und kann sinnvoll, d.h. ohne Nachteile für die Optimierung der eigentlichen Funktionen des Stoßdämpfers, nur unwesentlich von dessen Auslegung beeinflusst werden. Bei niedriger Dämpfung und Dämpfern mit kurzem Hub versucht man, die im Betrieb auftretende Anschlagwirkung (mechanische Hubbegrenzung 5), die sich vornehm-

lich negativ durch Geräusche bemerkbar macht, durch höhere oder hubabhängige Dämpfung oder spezielle elastische bzw. federnde Anschläge zu vermeiden.

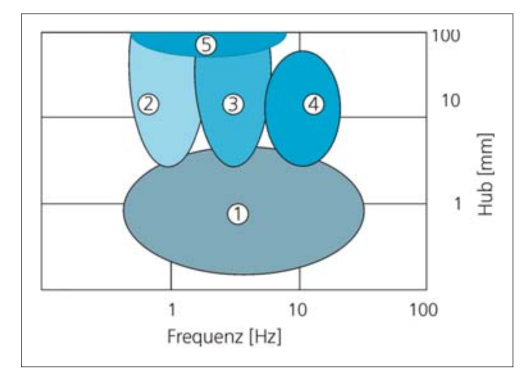


Bild 3-231: Beurteilungsmaßstäbe für kritische Erregungen: 1) Abrollkomfort, 2) Aufbaubewegungen, 3) gegenphasiges Schwingen (Stuckern), 4) Achsbewegungen, 5) Dämpferanschlag

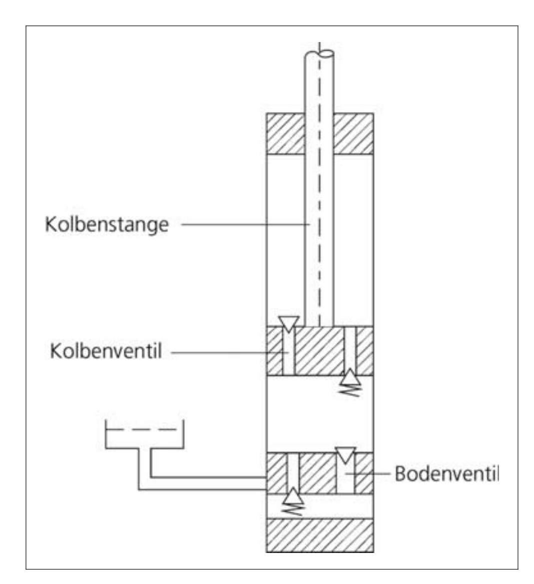


Bild 3-232: Dämpferprinzip

Im Kraftfahrzeugbau hat sich heute die hydraulisch-mechanische Dämpfung durchgesetzt, besonders in der Bauform des Teleskopstoßdämpfers, da dieser wegen seiner kleinen Abmessungen, geringen Reibung, präzisen Dämpfung und einfachen Bauart das Optimum darstellt. In den Abschnitten 3.6.2.3 und 3.6.2.7 wird das Wirkungsprinzip der hydraulisch-mechanischen Dämpfung mit fester und variabler bzw. geregelter Einstellung näher erläutert. Auf die zukunftsweisenden Prinzipien der rheologischen Dämpfung oder anderer Alternativen geht der Abschnitt 3.6.6 näher ein.

Die Dämpfung hydraulisch wirkender Schwingungsdämpfer wird in Form von Druckdifferenzen am Kolbenventil (hydraulische Widerstände) erzeugt, die über die Verdrängerflächen des Teleskopstoßdämpfers (Kolbenstangenquerschnitt und Kolbenringfläche) in Kräfte umgewandelt werden **Bild 3-232**. In einem realen Dämpfer ist die Druckdifferenz (Δp) direkt proportional der Dämpfungskraft (F) und die Durchflussmenge (Q) direkt proportional der Ein und Ausfedergeschwindigkeit (v).

$$F = A \cdot \Delta p \tag{3.95}$$

$$v = Q / A \tag{3.96}$$

A ist die Verdrängerfläche des Dämpfers.

Bild 3-233 zeigt drei hydraulische Widerstände, wie sie in den üblichen Teleskopstoßdämpfern bei entsprechender Ventilgestaltung möglich sind – einzeln oder als Mischform. Aufgetragen ist jeweils der Differenzdruck am Ventil über dem hydraulischen Durchfluss.

Reine Blendenquerschnitte (links unten) treten allerdings in der Praxis nicht auf, da sie in dieser Form im Dämpfer konstruktiv nicht umgesetzt werden können. Meist hängt die Druckdifferenz quadratisch vom Durchfluss ab mit einem linearen Anteil (links oben), der dem Einfluss der Viskosität des Druckübertragungsmedium entspricht.

In **Bild 3-233** rechts ist die Funktion eines Druckbegrenzungsventils stark vereinfacht dargestellt. Solange die Federkraft größer ist als das Produkt aus dem hydraulischen Druck und der wirksamen Fläche, bleibt das Ventil geschlossen; der Durchfluss ist dann gleich Null. Bei steigendem Druck öffnet sich das Ventil, sobald die hydraulische Kraft größer ist als die Federkraft. In Wirklichkeit sind die physikalischen Zusammenhänge wesentlich komplexer, da auch die beim Öffnen und Schließen wirkenden Strömungskräfte zu berücksichtigen sind.

Durch Kombination verschiedener Widerstände ist es möglich, Kennlinien mit degressivem, linearem und progressivem Anteil zu erreichen. Gemessen werden diese Dämpferkennlinien mit Hilfe einer mechanischen oder servohydraulischen Prüfmaschine: Bei konstanter Drehzahl erzeugt diese Maschine unterschiedliche Hübe in Zug- und Druckrichtung und damit unterschiedliche Ein- und Ausfedergeschwindigkeiten des Dämpfers. Die so gewonnenen Kraft-Hub-Diagramme (**Bild 3-234**, links) lassen sich in Kraft-Geschwindigkeits-Diagramme (F-v-Diagramme) umsetzen (**Bild 3-234**, rechts).

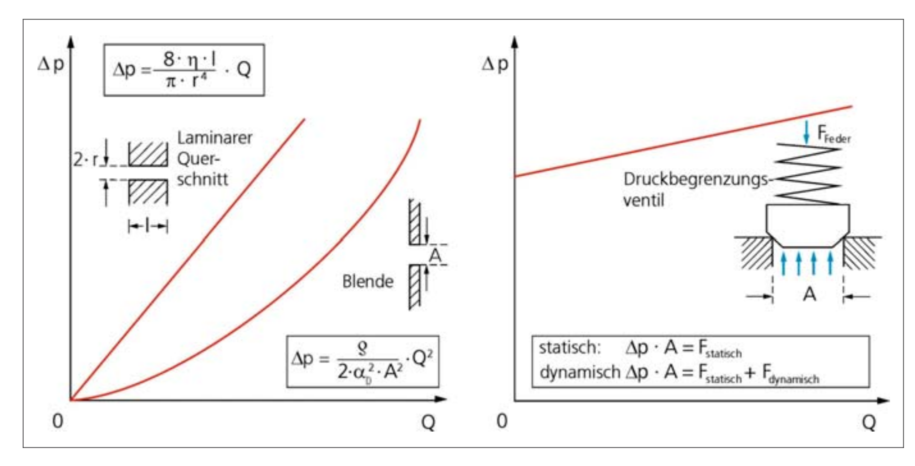


Bild 3-233: Hydraulische Widerstände

Solche *F*-*v*-Diagramme sind die übliche Darstellungsweise für Dämpferkennlinien. Streng genommen zeigen Sie jedoch nur die Maximalwerte der Dämpfungskräfte in Zug und Druckrichtung bei unterschiedlichen Hüben bzw. Ein- und Ausfedergeschwindigkeiten auf. Deshalb ist es von Vorteil, parallel dazu auch die Dämpfungskraft-Hub-Diagramme zu betrachten, die Unstetigkeiten im Kraftverlauf des Dämpfers unmittelbar aufzeigen. Bereits an den Linienabständen der Dämpfungskraft-Hub-Diagramme lassen sich degressive, lineare oder progressive Kennlinienverläufe ablesen (**Bild 3-234**).
Anders als oben beschrieben, werden Dämpfercharakteristiken auch bei konstantem Hub mit unterschiedlicher Drehzahl ermittelt, als so genannte VDA-Kennungen. Übliche konstante Hübe sind dabei 25 und 50 mm. Die maximale Ein- und Ausfedergeschwindigkeit beträgt dabei 1,5 m/s. Bei diesen Prüfverfahren handelt es sich um eine Zwangssteuerung, die nicht exakt die tatsächliche Bewegung in einer Achse wiedergibt, bei der die Dämpfergeschwindigkeit von der Achsfederrate, der anteiligen Achs- und Aufbaumasse, der Fahrgeschwindigkeit sowie der Bodenunebenheiten bestimmt wird.
Als Druckübertragungsmedium in einem hydraulischen Dämpfer verwendet man Mineralöl mit speziellen, für Stoßdämpfer geeigneten Eigenschaften und Additiven.

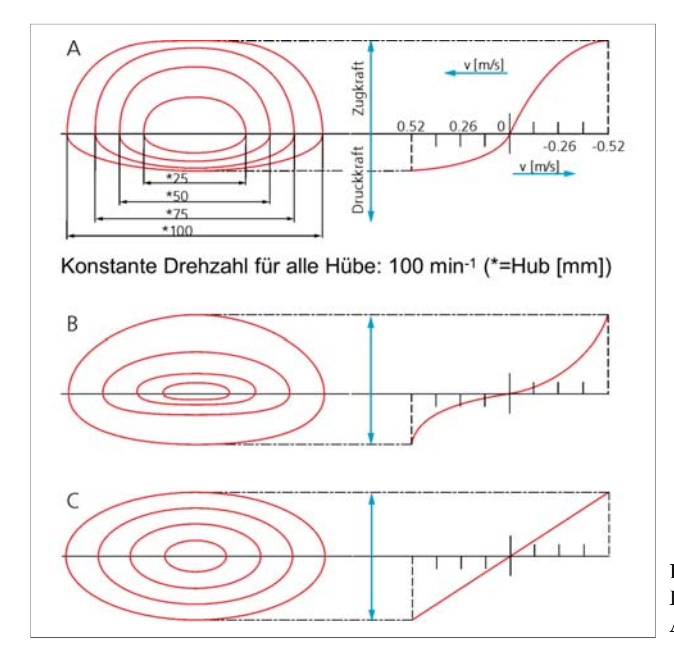


Bild 3-234: Kennlinienverläufe: A) degressiv, B) progressiv, C) linear

Aufgrund der ständigen Drosselwirkung des Dämpfers muss das Öl eine sehr gute Scherstabilität aufweisen, wie sie nur Mineralöle besitzen. Daneben sind gute Schmiereigenschaften für die inneren Bauteile notwendig. Außerdem ist eine geringe Kavitationsneigung über den gesamten Temperaturbereich im Fahrzeugbetrieb wichtig, damit das Geräuschniveau und die Neigung zur Schaumbildung, insbesondere bei hohen Dämpfergeschwindigkeiten, gering bleiben. Auch andere Druckübertragungsmedien wie z.B. Silikonöl wurden untersucht. Sie haben sich jedoch nicht bewährt. So genannte Bioöle wurden bis zur Marktreife entwickelt kamen jedoch wegen mangelnder Nachfrage bis heute nicht zum Einsatz.

3.6.2 Teleskopdämpfer-Bauarten

3.6.2.1 Zweirohrdämpfer

Beim Zweirohrstoßdämpfer formen der Arbeitszylinder und das Behälterrohr zwei Räume: den Arbeitsraum innerhalb des Arbeitszylinders, in dem sich der Kolben und die Kolbenstange bewegen, und den ringförmigen Ölvorratsraum zwischen Arbeitszylinder und Behälterrohr, der dazu dient, die durch die Bewegungen der Kolbenstange verursachten Ölvolumenänderungen im Arbeitsraum auszugleichen (**Bild 3-235**). Der Ölvorratsraum ist zu einem Teil mit Mineralöl und zum anderen mit Luft gefüllt, die unter einem Druck von 6 bis 8 bar (0,6 bis 0,8 MPa) steht. Bei Ein- und Ausfahren der Kolbenstange erhöht bzw. vermindert sich der Gasdruck im Ölvorratsraum entsprechend dem ausgetauschten Ölvolumen.

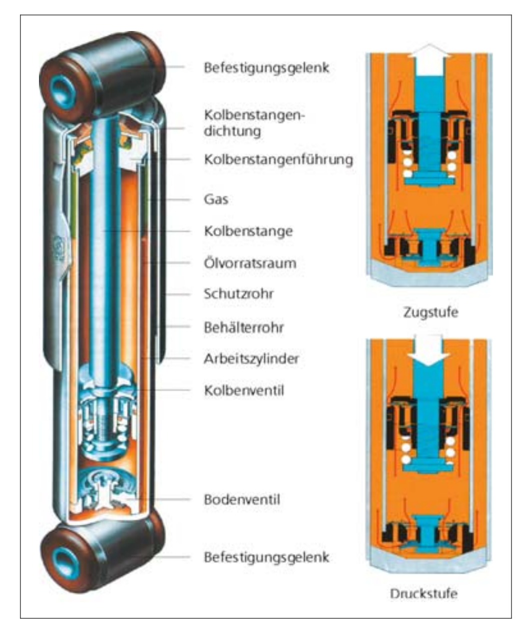


Bild 3-235: Aufbau und Funktion eines Zweirohrdämpfers

Zur Dämpfung werden zwei Dämpfungsventile eingesetzt: das Kolben- und das Bodenventil. Sie bestehen aus einem System von Federscheiben, Schraubenfedern und Ventilkörpern mit Drosselbohrungen. Federt das Fahrzeug aus (Zugstufe, **Bild 3-235**, rechts oben), so übernimmt das Kolbenventil allein die Dämpfung. Das Ventil setzt dem aus dem Raum oberhalb des Kolbens nach unten strömenden Öl Widerstand entgegen. Die Aufwärtsbewegung des Kolbens wird abgebremst. Über das offene Rückschlagventil im Bodenventil kann das im Arbeitsraum benötigte Öl ungehindert aus dem Vorratsraum zufließen. Federt das Fahrzeug ein (Druckstufe, **Bild 3-235**, rechts unten), so wird die Dämpfung vom Bodenventil und zu einem Teil auch von den Durchflusswiderständen des Kolbens in Druckrichtung bestimmt. Das durch die einfahrende Kolbenstange verdrängte Öl strömt in den Vorratsraum. Das Bodenventil setzt dieser Strömung Widerstand entgegen und bremst somit die Bewegung ab. Das Kolbenventil ist mit einem geringen Widerstand ausgestattet, der je nach Dämpfungsbedarf eingestellt wird. Die Kolbenstange ist im oberen Teil des Dämpfers abgedichtet. Lecköl kann in geringer Menge über die Kolbenstangenführung in den Raum zwischen Dichtung und Führung austreten und die Kolbenstange und Dichtkante schmieren. Dieses Lecköl wird über Bohrungen in der Kolbenstangenführung in den Ölvorratsraum zurückgeführt.

Die Kolbenstangendichtung besteht aus zwei Dichtelementen. Die untere eigentliche Dichtungskante wird mit einer Wurmfeder auf die Kolbenstange gepresst. Um eine gute Schmierung zu ermöglichen, ist sie mit zwei kleinen Dichtkanten ausgestattet, die etwa 0,5 mm auseinander liegen. Dieses Konstruktionsmerkmal erhöht auch die Lebensdauer der Dichtung. Für die obere Abdichtung sorgt die so genannte Staublippe.

Sie schirmt Fremdpartikel und Staub vom Dämpfer und von der Dichtung ab. Beide Dichtungselemente sind elastisch ausgeführt, so dass Querverschiebungen aufgrund von Toleranzen oder einer Durchbiegung des gesamten Bauteils aufgefangen werden können. Neben der Staublippe hat auch das Schutzrohr die Aufgabe, Schmutzpartikel aus dem Inneren des Dämpfers fernzuhalten.

Pkw-Dämpfer haben Zylinderdurchmesser von ca. 22 mm bis maximal 36 mm. In Nkw werden im Prinzip die gleichen Dämpfer verwendet. Der Durchmesserbereich erweitert sich jedoch nach oben bis auf 70 mm. Nkw-Dämpfer sind im allgemeinen robuster ausgeführt, da sie höhere Kräfte aufnehmen müssen und auch mit höheren Betriebsdrücken betrieben werden. Die Dichtung wird überwiegend aus Viton gefertigt. Perbunan kann nur bei Temperaturen bis zu etwa 100 °C eingesetzt werden. Viton ist dagegen in der Lage, deutlich höhere Temperaturen zu ertragen.

Sowohl im Pkw- als auch im Nkw-Bereich werden unterschiedliche Anforderungen an den Dämpfungs-

kraftverlauf gestellt. Die bereits erwähnte Kraft-Geschwindigkeits-Charakteristik kann linear sein, heutzutage werden aber verschiedentlich degressive Charakteristika gewünscht. **Bild 3-236** zeigt einige Dämpfungskraftkennungen für Pkw-Dämpfer. Ihnen zugeordnet sind zwei unterschiedliche Ventilbauarten. Die Bauart A arbeitet mit eingespannten Federscheiben, die eine annähernd lineare Charakteristik (blau) aufweisen. Die Bauart B besitzt eine einem Druckbegrenzungsventil angelehnte Charakteristik (rot). Wegen der heute sehr leichten Bauweise der Achse wird in vielen Fällen eine degressive Kennung bevorzugt.

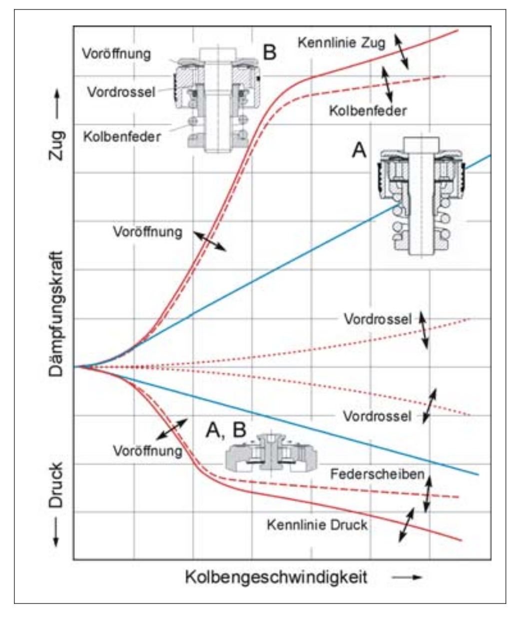


Bild 3-236: Kennlinien von Zweirohrstoßdämpfern

3.6.2.2 Einrohrdämpfer

Beim Einrohrstoßdämpfer befinden sich der Arbeitsraum und der Ölvorratsraum in einem einzigen Zylinderrohr (**Bild 3-237**). Öl und Gas werden durch einen beweglichen Trennkolben mit O-Ring-Abdichtung separiert. Die Dämpfungsventile für die Zug- und Druckstufe sind am Kolben angeordnet. Beim Ausfedern des Fahrzeugs (Zugstufe, **Bild 3-238**, rechts oben) setzt das Kolbenventil, das an der unteren Seite des Kolbens angeordnet ist, dem nach unten strömenden Öl Widerstand entgegen. Das Gaspolster entspannt sich um den Betrag des austauchenden Kolbenstangenvolumens. Beim Einfedern des Fahrzeugs (Druckstufe, **Bild 3-238**, rechts) wird das Öl aus dem unteren Raum durch den Kolben, gegen das Gaspolster und gegen das an der Oberseite des Kolbens angeordnete Ventil gedrückt.

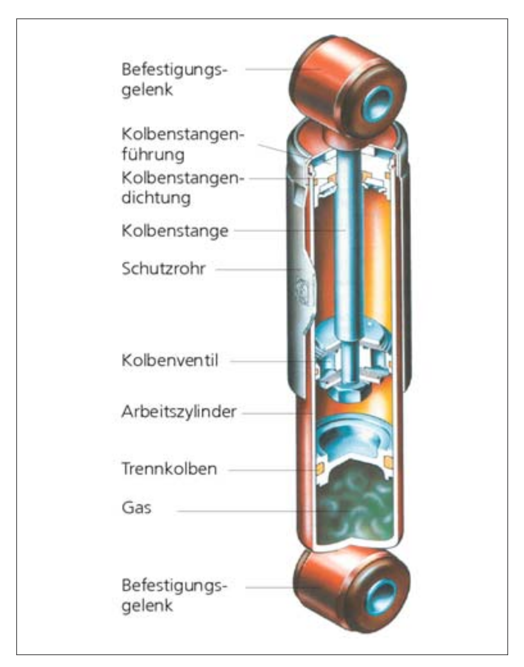


Bild 3-237: Aufbau Einrohrdämpfer

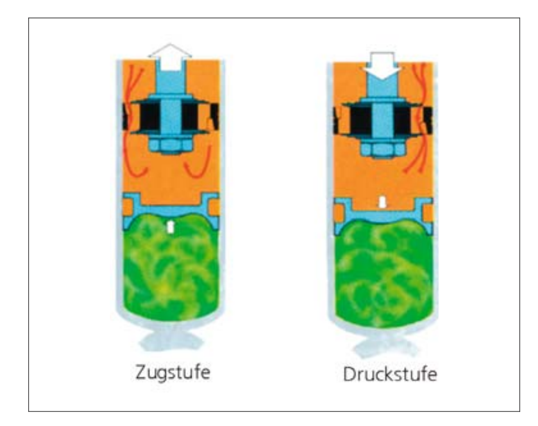


Bild 3-238: Ventilfunktion Einrohrdämpfer

Das Gaspolster verdichtet sich dabei um den Betrag des eintauchenden Kolbenstangenvolumens. Das Druckniveau beträgt im Regelfall 25 bis 30 bar (2,5 bis 3 MPa) und muss die Dämpfkräfte beim Einfedern abstützen. Aufgrund des hohen Druckniveaus wird eine andere Dichtungsart eingesetzt als im Zweirohrdämpfer. Eine durch den Innendruck vorgespannte Gummischeibe spannt eine Viton-Dichtung vor.
Durch diese Vorspannung sowie eine fein bearbeitete und verchromte Oberfläche der Kolbenstange gelingt es, diesen Dämpfer auch unter extremen Betriebsbedingungen bei Arbeitsdrücken bis über 110 bar (11 MPa) abzudichten.

3.6.2.3 Vergleich beider Dämpferarten

Die spezifischen Eigenschaften des Einrohr- und Zweirohrdämpfers lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Die Ventilfunktion des Einrohrdämpfers hat eine etwas geringere Kavitationsneigung durch die Trennung von Gas und Öl. Die Dämpfung ist dadurch bei kurzen Hüben etwas besser.
- Die Kennliniengestaltung beim Zweirohrdämpfer ist flexibler durch getrennte Ventile in Zug- und Druckrichtung. Die Druckdämpfung des Einrohrdämpfers ist eingeschränkt durch den Gasdruck, der die Druckdämpfkräfte abstützen muss.
- Die Reibung ist beim Einrohrdämpfer durch die druckbelastete Dichtung etwas höher.
- Durch die Anordnung des Ausgleichsraums baut der Einrohrdämpfer schlanker aber auch länger.
- Die Einbaulage des Dämpfers ist beim Einrohrprinzip beliebig, beim Zweirohrdämpfer ca. senkrecht.
- Das Gewicht des Einrohrdämpfers ist aufgrund seiner Teileanzahl geringfügig niedriger.

Der Zweirohrdämpfer hat sich heute als Standarddämpfer weltweit durchgesetzt. Der Einrohrdämpfer wurde bisher überwiegend in Europa angewendet. Für radführende Aufgaben ist er weniger geeignet. Versuche, dieses Bauprinzip auch als Federbein einzusetzen, sind im Großserieneinsatz gescheitert.

3.6.2.4 Sonderbauarten

Neben den bisher beschriebenen Anwendungen für Schwingungsdämpfer in Fahrwerken gibt es auch andere Anwendungen in Kraftfahrzeugen. Eingesetzt werden verschiedene Bauarten von Einrohrstoßdämpfern mit Zylinderdurchmessern bis 24 mm, in Sonderfällen – insbesondere bei Lenkungsdämpfern – bis 60 mm. Der Plungerdämpfer (**Bild 3-239**, A) ist die denkbar einfachste Bauart eines Einrohrdämpfers – ohne Trennung von Gas- und Ölraum und ohne Gasdruck. Teilbild B zeigt einen Einrohrdämpfer mit Bodenventil. Dieses Ventil erweitert den Abwendungs und Einstellungsbereich des Einrohrdämpfers. Bei Ausführung C handelt es sich um einen Einrohrdämpfer mit Bodenventil und Ausgleichsraum. Die Trennung von Öl und Gas erfolgt durch eine Membran. Diese Lösung wird überwiegend für Lenkungsdämpfer verwendet. Im Fahrwerk werden diese Dämpfer wie folgt angewendet:

A: Auflaufbremse: Kraftspitzen in Bremsseilen und Radstillstand vermeiden

B: Motornickdämpfer: Dämpfung von Antriebsschwingungen

C: Lenkungsdämpfer: Schwingungen am Lenkgestänge vermeiden.

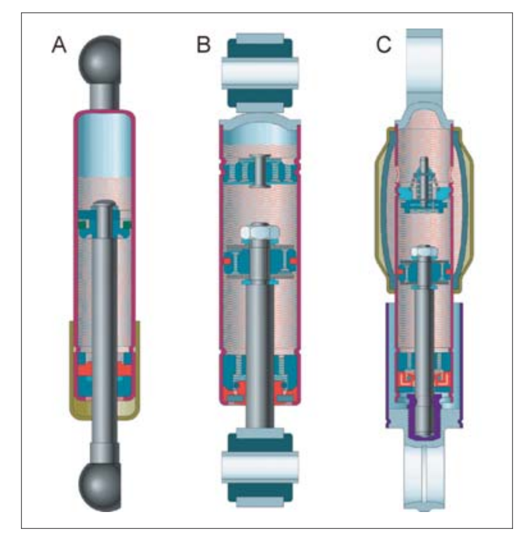


Bild 3-239: Sonderbauformen Einrohrdämpfer: A) Plunger, B) mit Bodenventil, C) mit Zusatzvolumen (Stabilus)

3.6.3 Federträger und Federbein

Neben den Standarddämpfern, die nur eine reine Dämpffunktion erfüllen können bzw. sollen, gibt es auch noch Dämpferausführungen, die ein oder mehrere passive Zusatzfunktionen erfüllen, indem Kräfte abgestützt oder weitergeleitet werden.

Federträger (**Bild 3-240**) sind Dämpfer, die zusätzlich zu ihrer Hauptfunktion, der Schwingungsdämpfung, Federkräfte übertragen. Sie können sowohl in Zweirohr- als auch in Einrohrbauweise ausgeführt sein. Die Aufbaufeder stützt sich in einem auf dem Behälter befestigten Federteller ab. Vorteil des Federträgers ist seine kompakte Bauweise. Das untere Gelenk des Dämpfers muss jedoch zur Aufnahme der Federkräfte verstärkt werden. Dies gilt wegen der aus der Federkraft und der Achskinematik resultierenden Momente ggf. auch für die Kolbenstange.

Die Momentenbeanspruchung wirkt reibungserhöhend und damit komfortmindernd. Dies sollte möglichst durch eine entsprechende Anordnung und Gestaltung der Feder vermieden werden. Der Einfluss der Reibung kann durch eine reibungsarme, kunststoffbeschichtete Buchse am unteren Befestigungsgelenk und/oder entsprechende reibungsreduzierende Maßnahmen im Federträger, wie sie auch beim Federbein umgesetzt werden, weitgehend verringert werden.

Im Nkw-Anwendungsbereich finden Varianten des Federträgers mit Stahlfederung oder Luftfederung zahlreich Verwendung als Fahrerhausfederbeine.

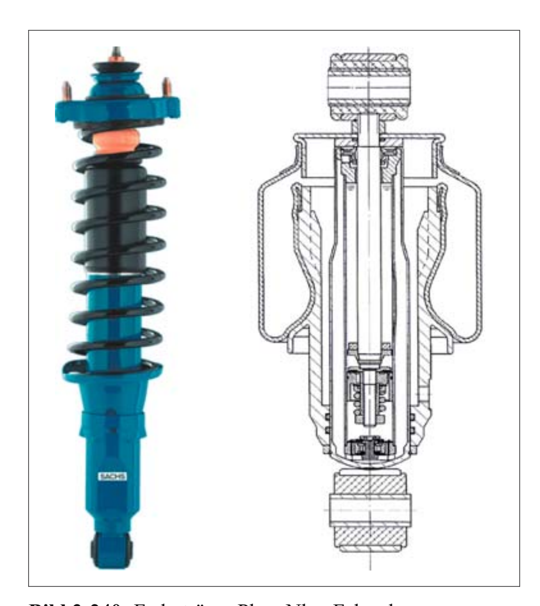


Bild 3-240: Federträger Pkw, Nkw Fahrerhaus

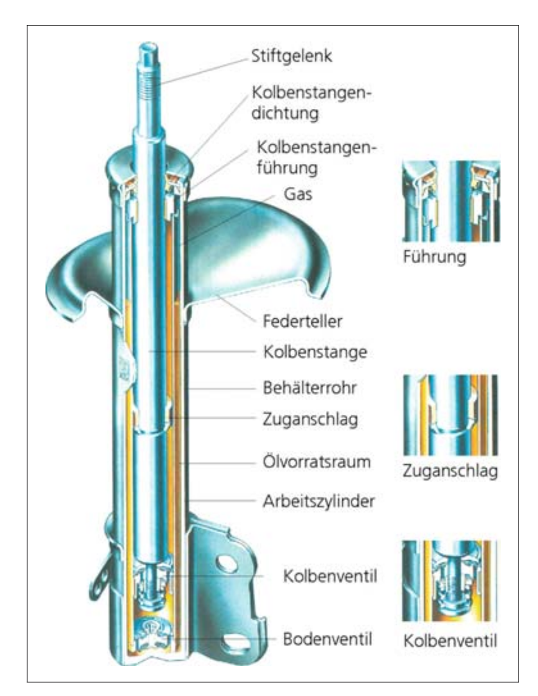


Bild 3-241: Zweirohrfederbein

Das Zweirohrfederbein **Bild 3-241** ist vom Grundaufbau in wesentlichen Teilen identisch mit dem Zweirohrstoßdämpfer. Es hat jedoch folgende zusätzliche Aufgaben zu erfüllen:

- Radführung der Achse im Zusammenwirken mit den Querlenkern,
- Aufnahme der Federkräfte der Schraubenfeder über einen Federteller (McPherson-Lösung),
- Abstützen der Bremsmomente,
- Aufnahme oder Übertragung der Lenkbewegungen des Rades (bei Federbeinen mit Lenkhebel, die relativ selten und hier nicht gezeigt sind),
- Aufnahme von Stabilisatorhaltern,
- Aufnahme von Kabelhaltern für Bremsleitungen, ABS-Sensoren etc. (am Bügel).

Am Unterteil des Behälterrohrs stellen der Achsschenkel oder Befestigungslaschen die Verbindung zur Fahrzeugachse her. Die Lenkbewegungen werden in den Achsschenkel eingeleitet. Dabei dreht sich das Behälterrohr zentrisch um die Kolbenstange.

Auf dem Federteller stützt sich die Schraubenfeder ab, die ihrerseits die entsprechenden Tragkräfte über einen Federteller in den Fahrzeugaufbau einleitet. Die Kolbenstange ist über das Stiftgelenk in einem elastischen Gummilager am Fahrzeugaufbau befestigt, um Erregerfrequenzen über 50 Hz zu filtern, die vom Federbein nicht mehr gedämpft werden können.

Das Dämpfungsprinzip ist das gleiche wie beim Zweirohrdämpfer. Zu berücksichtigen sind allerdings die anderen hydraulischen Verdrängungsquerschnitte aufgrund der größeren Kolbenstange.

Das Federbein muss alle Beanspruchungen (Biegung, Zug-, Druckkräfte) aufnehmen, die sich aus der Achskinematik, der Federbeanspruchung oder auch aus der zusätzlichen Last eines Stabilisators am Stabilisatorhalter ergeben. Dazu sind alle durch den Fahrbetrieb verursachten Beanspruchungen, vor allen Dingen Biegebeanspruchungen durch Brems-, Beschleunigungs- und Seitenkräfte, zu berücksichtigen (**Bild 3-242**). Kolbenstangendurchmesser und -führung sowie der Kolben selbst sind für diese hohen Belastungen besonders dimensioniert.

Die Kolbenstange besteht aus hochwertigem C35- oder C45-Stahl, der gehärtet und angelassen ist. Ihre Oberfläche ist zum Schutz vor Korrosion und zur Verringerung der Reibung verchromt.

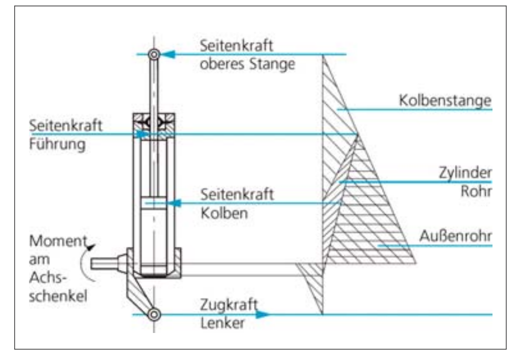


Bild 3-242: Kräfte und Momentenverteilung am Federbein

Kolben und Kolbenstangenführung sind mit Teflon bzw. Teflon-Compound-Material beschichtet oder mit Gleitbuchsen ausgestattet, die eine reibungsarme Beschichtung aufweisen z.B. DU-Lager. Dadurch ist es möglich, die durch Seitenkräfte verursachte Reibung verhältnismäßig klein zu halten. Bei der Auslegung der Achskinematik ist darauf zu achten, dass die Seitenkräfte für alle auftretenden Beanspruchungen möglichst klein sind. Dies erreicht man durch folgende Maßnahmen:

- Versetzen des Federtellers gegen die Mittelachse der Kolbenstange (Desachsierung des Federtellers),
- Versetzen der Wirklinie der Federkraft gegen die Mittelachse der Kolbenstange (Desachsierung der Schraubenfeder),
- S-förmiger Verlauf der Federwirklinie,
- Veränderung des Winkels zwischen der Wirklinie der Federkraft und der Mittelachse der Kolbenstange.

In der Praxis muss man heute mindestens zwei der vier Einflussgrößen variieren, um eine geringe Reibungskraft und damit einen guten Fahrkomfort zu erreichen.

3.6.4 Stoßdämpferberechnung

Grundsätzlich ist es möglich über komplexe Fahrwerkberechnungsprogramme die Baugröße eines Dämpfers zu ermitteln. Da die endgültige Festlegung eines Dämpfers immer noch empirisch in Fahrversuchen an Serienprototypen erfolgt, ist es sinnvoll, die Baugröße des Dämpfers (Kolbendurchmesser) mit Hilfe eines einfachen Berechnungsprogramms durchzuführen. Sie wird hauptsächlich bestimmt durch die benötigte Dämpferleistung. Liegen keine Anhaltswerte vor, z.B. von Vorgängermodellen, ist eine Berechnung des Dämpfkraftbedarfes notwendig. Für eine überschlägige Festlegung des Dämpferdurchmessers genügt es, die max. Dämpfkräfte bei v = 0,52 m/s auszurechnen. Mit diesem Ergebnis kann über entsprechende Datenblätter der Stoßdämpferhersteller der Durchmesser bestimmt werden.

Zur Erfassung der für die Berechnungen notwendigen Daten werden Fragebögen angeboten z.B. ZF Sachs [55].

Formelzeichen für die Dämpfkraftberechnung

F Dämpfkraft in N
F_m mittlere Dämpfkraft in N
F_a Dämpfkraft-Zugstufe in N
F_e Dämpfkraft-Druckstufe in N
v_D Kolbengeschwindigkeit im Dämpfer in m/s, für die Rechnung v_D = 0,52 m/s, (Hub = 100 mm, Prüfdrehzahl = 100 min^{-1})
k Dämpfungsfaktor in N · s/m oder kg/s
D Dämpfungsmaß für den Aufbau, bei reibungsarmer Federung $D \approx 0{,}25$, bei großem Federreibungsanteil D = 0,1 bis 0,2
c Federkonstante auf das Rad bezogen in N/m
m anteilige Aufbaumasse pro Rad in kg, für die Rechnung von 80 % der zulässigen Radlast ausgehen!
i Übersetzung: Radweg zu Dämpferhub, Neigung des Dämpfers eingeschlossen
q Verhältnis von Zugkraft zu Druckkraft für Pkw: q = 3 bis 5; für Nkw: q = 10 bis 15

Dämpfkräfteberechnung

Der Durchmesser eines Dämpfers richtet sich, wie bereits erwähnt, nach den maximal wirkenden Dämpfkräften. Diese hängen ab vom Gewicht der zu dämpfenden Bauteile, von der Federkennung, Übersetzung und Neigung des Stoßdämpfers aus der Senkrechten.

Bei der überschlägigen Berechnung des Dämpfkraftbedarfes geht man von einem vereinfachten Ersatzsystem und einer geschwindigkeitsproportionalen Dämpfung aus.

$$F = k \cdot v \quad [\mathrm{N}] \qquad D = \frac{k}{2 \cdot \sqrt{c \cdot m}} \tag{3.97}$$

Unter Berücksichtigung der Übersetzung i, in der die Schrägstellung des Dämpfers enthalten ist, ergibt sich die Dämpfkraft F_m bei gleicher Verteilung der Zug- und Druckwirkung.

$$F_m = v_D \cdot 2 \cdot D \cdot i^2 \sqrt{c \cdot m} \tag{3.98}$$

Im Allgemeinen wird der Dämpfer jedoch unterschiedlich eingestellt

$$\text{Druckstufe:} \quad F_e = F_m \cdot \frac{2}{1+q} \quad [\mathrm{N}] \tag{3.99}$$

$$\text{Zugstufe:} \quad F_a = F_m \cdot \frac{2 \cdot q}{1+q} \quad [\mathrm{N}] \tag{3.100}$$

Berechnungsbeispiel

Vorgaben:

Limousine-Hinterachse mit zul. Achslast: m' = 800 kg
anteilige Aufbaumasse pro Rad (80 % der zul. Radlast): $m = 800/2 \times 0{,}8 = 320$ kg

Federkonstante (auf das Rad bezogen): c = 20000 N/m

Dämpfungsmaß Aufbau (Federreibungsanteil): D = 0,25

Übersetzung (Radweg zu Dämpferhub): i = 1,33
Verhältnis Zugkraft zu Druckkraft: q = 4

Berechnung (bei $v = 0{,}52$ m/s):

$$F_\mathrm{m} \approx 0{,}52 \cdot 2 \cdot 0{,}25 \cdot 1{,}33^2 \sqrt{20000 \cdot 320}$$

$$F_\mathrm{m} \approx 1160 \quad [\mathrm{N}]$$

$$F_\mathrm{e} = 1160 \cdot \frac{2}{1+4} \approx 465 \quad [\mathrm{N}]$$

$$F_\mathrm{a} = 1160 \cdot \frac{2 \cdot 4}{1+4} \approx 1860 \quad [\mathrm{N}]$$

Mit dieser vereinfachten Rechnung lässt sich die Dämpfereinstellung nicht optimal bestimmen. Dazu bedarf es umfangreicher Abstimmversuche am Fahrzeug. Das Rechnungsergebnis lässt sich aber gut zur Ermittlung der Dämpfergröße verwenden.
Die Zugdämpfung liegt mit 1860 N bei $v = 0{,}52$ m/s unter dem zulässigen Wert von 3000 N bei 0,52 m/s für die Dämpfergröße S27. Der Dämpfer S27 ist damit für diesen Anwendungsfall ausreichend bemessen.

3.6.5 Zusatzfunktionen im Dämpfer

Dämpfer in Kraftfahrzeugen haben eine Reihe von Funktionen zu erfüllen. Kraftfahrzeughersteller verlangen daher in der Regel für jeden einzelnen Anwendungsfall eine mehr oder weniger maßgeschneiderte Lösung. Um die Variantenvielfalt in Grenzen zu halten, versuchen die Dämpferhersteller diese Wünsche auf der Grundlage eines Baukastensystems zu realisieren, d.h., Dämpfer werden nicht mit jedem beliebigen Durchmesser entwickelt und hergestellt, sondern es gibt eine begrenzte Anzahl von Durchmessern für Kolbenstangen, Arbeitszylinder, Behälterrohre und Schutzrohre. Diese Auswahl legt zugleich die Bandbreite der Dämpfung fest. Innerhalb dieses Durchmesserbereichs liegen die Dichtungsführungseinheit der Kolbenstange, das Kolben- und das Bodenventil, der Zuganschlag sowie die äußeren Gelenke ebenfalls als Standardbauelemente vor.
Auch Zusatzfunktionen wie Zug- und Druckanschläge, hubabhängige Dämpfung, amplitudenselektive Dämpfung u.a. müssen aus diesen genannten Gründen in einem Baukastensystem dargestellt werden. Nicht zuletzt sind fertigungstechnische Standards zu beachten.

3.6.5.1 Zug- und Druckanschläge

Durch Zug- und Druckanschläge wird der Hub eines Dämpfers eingeschränkt. Der Dämpfer begrenzt damit in vielen Fällen auch die Bewegung der Achse und hat oft erhebliche Lasten aufzunehmen, die bei seiner Auslegung konstruktiv berücksichtigt werden müssen. Zug und Druckanschläge werden einerseits benötigt, um bei ungewöhnlich starken Anregungen (Durchfahren eines Schlaglochs, Überfahren einer Bordsteinkante) ein weiches Anschlagen des Dämpfers zu ermöglichen. Dies schont einerseits die Komponenten des Fahrzeugs und reduziert andererseits die bei diesen Fahrvorgängen entstehenden Geräusche. Das Fahrwerk sollte über ausreichenden Hub verfügen und bezüglich der Federrate und des Dämpfungsmaßes so ausgeführt sein, dass die Anschläge nur in Ausnahmefällen zum Einsatz kommen.
In den meisten Fällen bestehen die Anschläge aus einer harten, meist progressiven Feder, die mit oder ohne Werkstoffdämpfung ausgeführt werden kann. In einigen wenigen Fällen greift man insbesondere bei Zuganschlägen auf eine hydraulische Dämpfung zurück [56].
Der elastische Zuganschlag (**Bild 3-243**) links ist an der Kolbenstange angebracht und wird meist über eine entsprechende Nutbefestigung an der Kolbenstange abgestützt. Bei entsprechender Zuganschlagwirkung drückt der Anschlag direkt auf die Kolbenstangenführung und belastet den gesamten Dämpfer auf Zug.

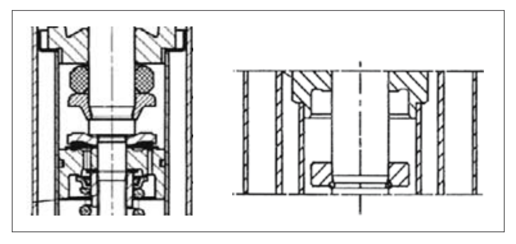


Bild 3-243: Einfache und kurzbauende Zuganschläge, elastisch und hydraulisch

Der Anschlagring wird elastisch verformt, die dabei aufgebrachte Energie gespeichert. Beim hydraulischen Endanschlag in **Bild 3-243** rechts, wird die Energie in Wärme umgewandelt und somit dem System entzogen. Störende Schwingungen werden gedämpft und die angrenzenden Bauteile werden geringer belastet (keine Kraftspitzen). Hierbei fährt ein auf der Kolbenstange befestigter Steuerring bei Erreichen der Endlage in einen ringförmigen Arbeitsraum. Das dadurch eingekammerte Ölvolumen wird über entsprechende Dosselquerschnitte aus dem Arbeitsraum verdrängt. Dadurch wird die Ausfederbewegung definiert im Anschlagbereich gedämpft.
Bild 3-244 zeigt beispielhaft einige elastische Zuganschläge in verschiedenen Ausführungen. Weiche Anschläge aus Polyurethan haben meistens sehr große Abmessungen. Kurze Anschläge bestehen meist aus relativ zähen und verschleißfesten Kunststoffen und erhalten die gewünschte Kennung durch entsprechende Formgebung. Alle verwendeten Werkstoffe zeigen eine wenn auch nur geringe Hysterese, die dämpfend wirkt.



Bild 3-244: Elastische Zuganschläge

Eine Weiterentwicklung eines hydraulischen Zuganschlages zeigt **Bild 3-245** links. Diese Anordnung ermöglicht einen längeren Arbeitsweg womit eine deutlich größere Energieaufnahme möglich ist. Um einen weichen Einsatz des hydraulischen Endanschlages zu erreichen wird der Drosselquerschnitt wegabhängig kontinuierlich verringert. Die Wirkung des hydraulischen Anschlages ist geschwindigkeitsabhängig im Gegensatz zu federnden Anschlägen. Wird der Zuganschlag zur Wankabstützung eingesetzt, so sind größere Federwege und höhere Federraten erforderlich. Daher werden in der Regel Schraubenfedern eingesetzt. Diese stützen sich ebenfalls über eine Scheibe an der Kolbenstange ab (**Bild 3-245**, rechts).

Beim Ausfedern der Achse wird durch die Anschlagfeder eine wegabhängige Kraft erzeugt, die der Tragfeder entgegen wirkt (Gegenfeder). Sie ermöglichen niedrige Stabilisator- und Federraten und damit den Komfort im Fahrzeug zu steigern. Die Schraubenfedern werden aus hochfesten Federstählen gefertigt und sind manchmal als Rechteckfedern ausgeführt, um sie dem Bauraum bzw. der Beanspruchung optimal anzupassen.

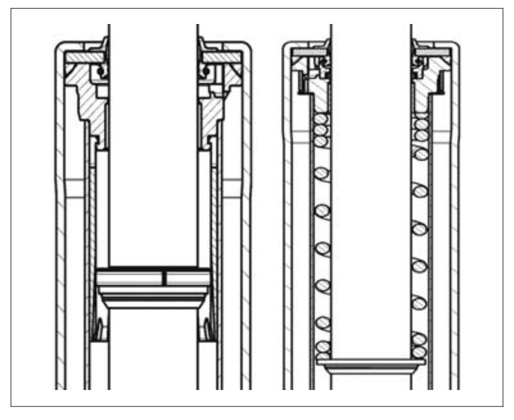


Bild 3-245: Hydraulische und elastische Zuganschläge mit größerem Wirkhub

Alle federelastischen Anschläge haben einen Nachteil; sie haben nur ein begrenztes Dämpfungsvermögen. D.h., die eingeleitete Energie wird beim Entlasten des Anschlages wieder abgegeben, was im Fahrzeug zu unerwünschten Nickbewegungen des Aufbaus führen kann.

Um jedoch die Vorteile beider Systeme zu verbinden wurde der hydraulisch-mechanische Anschlag entwickelt. Hierbei wird eine Schraubenfeder mit einem hydraulischen Endanschlag kombiniert, Aufbau siehe **Bild 3-246**.

Druckanschläge erfüllen in der Regel zwei Funktionen: Zum einen begrenzen sie die Einfederung der Achse bei extremen Anregungen (Endanschlag). Zum anderen realisieren sie im Zusammenwirken mit der Tragfeder eine progressive Gesamtfederkennlinie (Zusatzfeder).

Darüber hinaus kann durch Einsatz der Druckanschläge die Wankabstützung verstärkt und die Nickbewegung des Fahrzeuges reduziert werden.

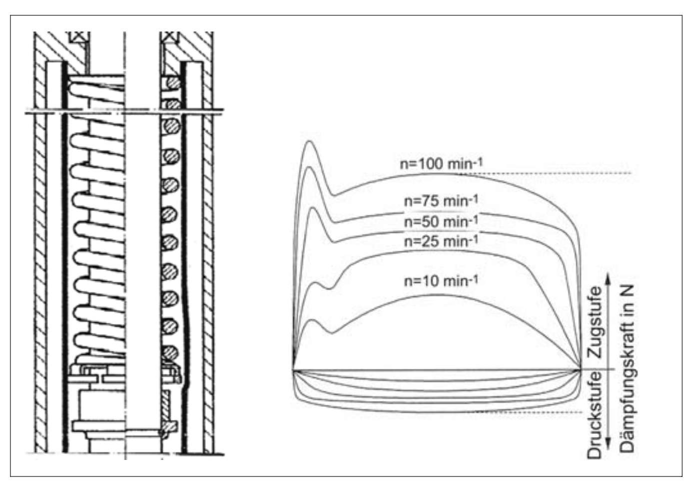


Bild 3-246:
Hydraulisch-mechanischer Anschlag

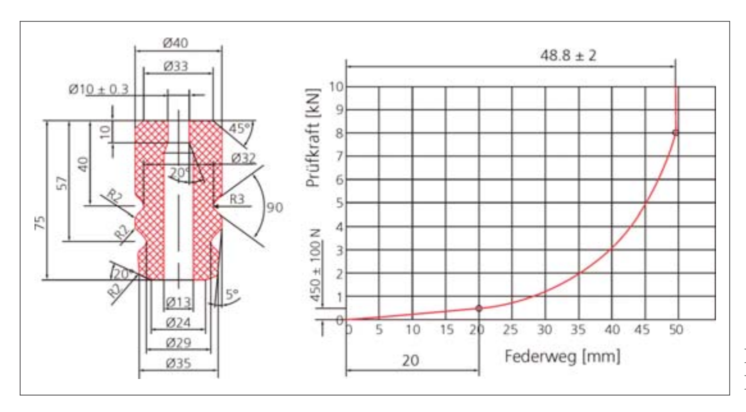


Bild 3-247:
Elastischer Druckanschlag

Der elastische Druckanschlag ist direkt unterhalb der Kolbenstangenbefestigung (Dämpfergelenk) auf die Kolbenstange aufgesteckt. Als Material kommen Gummi oder Kunststoffe zur Anwendung. **Bild 3-247** zeigt ein Beispiel eines Druckanschlags und die zugehörige Federkennlinie. Bei Federträgern wird der Druckanschlag auch als Zusatzfeder verwendet, die parallel zur meist linearen Schraubenfeder arbeitet.
Als Werkstoffe kommen Elastomere wie NBR oder mikrozelliges Polyurethan zum Einsatz. Der Vorteil von Polyurethan gegenüber NBR liegt in der geringeren Querdehnung aufgrund der hohen Volumenkompressibilität des Materials. Dies ermöglicht deutlich kleinere Blockmaße im Vergleich zu NBR.
Für einen guten Fahrkomfort ist ein sanfter Einsatz der Zusatzfeder ohne große Kraftsprünge entscheidend. Das Einlaufverhalten und die Federkennlinie kann beeinflusst werden durch eine geeignete Formgebung und entsprechende Materialauswahl. Aufgrund des geringen Dämpfungsvermögens von NBR oder Polyurethan-Elastomeren wird die beim Einfedern eingeleitete Energie bei Entlastung größtenteils wieder abgegeben. Dabei wird der Fahrzeugaufbau durch den Druckanschlag beschleunigt zurückbewegt. Dieser Effekt führt zu unerwünschten Beschleunigungen des Aufbaus (Fahrkomfort) und verursacht hohe Radlastschwankungen die das Fahrverhalten des Fahrzeuges negativ beeinflussen können. Ziel weiterer Entwicklung ist es daher, ein Material mit einem verbesserten Dämpfungsvermögen zu entwickeln.
Alternativ ist die Kombination mit einem hydraulischen Druckanschlag möglich:
federnde Anschläge → Anschlagskraft wegabhängig
hydraulische Anschläge → Anschlagskraft geschwindigkeitsabhängig
Die über den Druckanschlag aufgenommenen Kräfte werden über das obere Dämpferlager in den Aufbau weitergeleitet. Bei voller Einfederung in den Druckanschlag können extreme Kraftspitzen auftreten. Um Deformationen der Struktur zu vermeiden muss die Karosserie im Radhausbereich entsprechend versteift werden. Diese Kraftspitzen lassen sich deutlich reduzieren durch den Einsatz eines hydraulisch wirkenden Anschlages.
Eine kostengünstige Lösung einen hydraulischen Druckanschlag in den Stoßdämpfer zu integrieren ist in **Bild 3-248** links dargestellt. Hierbei wird der Ölstrom zum Bodenventil bei Erreichen eines definierten Einfederweges gesperrt. Ein zusätzliches in das Bodenventil integriertes Druckbegrenzungsventil ermöglicht eine definierte Anschlagdämpfung.
Eine Weiterentwicklung des wegabhängigen Druckanschlages stellt der geschwindigkeitsabhängige hydraulische Anschlag entsprechend **Bild 3-248** rechts dar. Bei Einfedergeschwindigkeiten wie sie im normalen Fahrbetrieb auftreten wirken nur die konventionellen Ventile → hoher Fahrkomfort. Bei Überschreiten einer definierten Einfedergeschwindigkeit sorgen zusätzliche Funktionseinheiten an Kolben- und Bodenventil für einen sprunghaften Anstieg der Dämpfungskraft → reduzierte Domkräfte. Damit bietet dieses Funktionsprinzip einen wirksamen Überlastschutz bei extremen Fahrbahnanregungen (Schwellen, Schlaglöcher, Missbrauch).

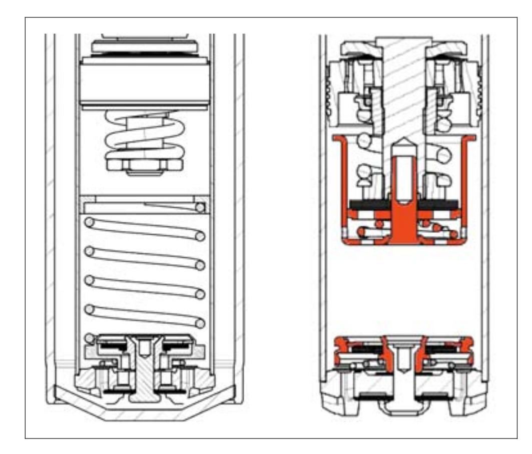


Bild 3-248: Druckanschläge

3.6.5.2 Hubabhängige Dämpfung

Die hubabhängige Dämpfung wird mit Hilfe einer Steuernut realisiert. Es handelt sich um einen Bypass in der Hydraulik (**Bild 3-249**), der auf mechanischem Wege in den Zylinder des Stoßdämpfers eingeformt wird. Diese Lösung ist einfach, funktionssicher und wirkungsvoll und weist ein günstiges Preis-Leistungsverhältnis auf.

Abhängig von Lage und Hub des Dämpfers überfährt der Kolben die Steuernut. Das über die Nut strömende Öl reduziert den hydraulischen Widerstand und dadurch die Dämpfung. Um Kraftsprünge zu vermeiden, darf der Übergang von niedriger zu höherer Dämpfung nicht abrupt sein. Eine weiche hydraulische Übergangsfunktion lässt sich erzielen, indem die Übergangszonen zwischen vollem Nutquerschnitt und glattem Rohrteil als stetige Querschnittsveränderung ausgeführt sind.

In **Bild 3-250** sind Dämpfungskraft-Hub-Kennlinien für verschiedene Hubabschnitte dargestellt.

Im Übergangsbereich sind die Dämpfungskraft-Hub-Kennlinien nicht mehr symmetrisch, zeigen jedoch einen stetigen Verlauf, so dass der Übergang in der Praxis nicht spürbar ist. Eine stufenlose Veränderung der Dämpfung ist durch die Staffelung von zwei bis drei Nuten in Längsrichtung möglich. Die hier beschriebene konstruktive Lösung zeichnet sich durch folgende Merkmale aus:

- Sie lässt sich problemlos in bereits vorhandene, normale Dämpferbauarten integrieren.
- Ein Austausch gegen bereits vorhandene Dämpfer ist problemlos und ohne Einschränkungen möglich.
- Komplexe Steuerungselemente entfallen.
- Eine Verstellung an bewegten Teilen entfällt.

Die hubabhängige Dämpfung kann verschiedene Anforderungen erfüllen. **Bild 3-251** zeigt einige Beispiele: Befindet sich die Steuernut im oberen Arbeitsbereich des Kolbens (Ausführung A), so kann bei stahlgefederten Fahrwerken eine lastabhängige Dämpfung erzeugt werden. Der Dämpfer arbeitet mit zwei Kennlinien. Vom Leerzustand bis zum Teillastbereich bewegt sich der Kolben bei entspannter Stahlfeder innerhalb der Steuernut, bei voller Zuladung, d.h. bei zusammengedrückter Feder, im Bereich ohne Steuernut. Angewendet wird dieses Bauprinzip bei Zweirohrstoßdämpfern für parabelgefederte leichte Nutzfahrzeuge und an der Hinterachse verschiedener Pkw-Kombis. Bei niveaugeregelten Fahrzeugen kann man eine bei optimalem Aufbauniveau weiche Dämpfung durch eine in der Mitte des Dämpfers angeordnete kurze Nut erreichen (Ausführung B). Dieses Bauprinzip kommt heute bei fast allen luftgefederten Bussen und Fahrerhausfederungen zum Einsatz.

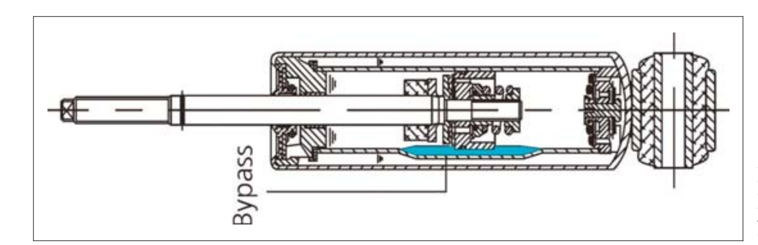


Bild 3-249:
Hubabhängiger Dämpfer durch Nuten im Zylinderrohr

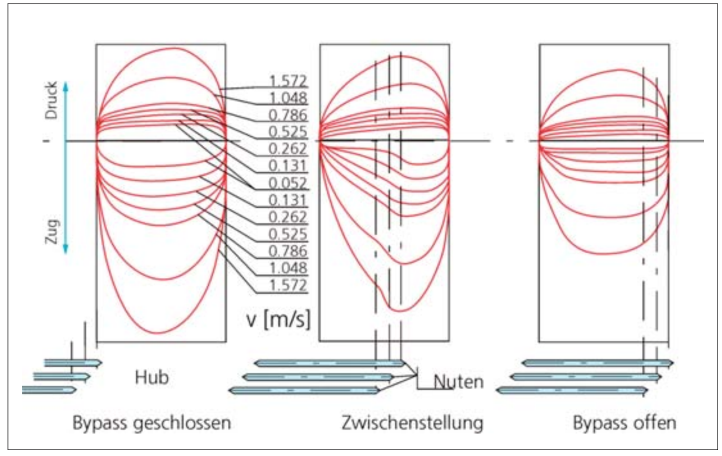


Bild 3-250:
Beeinflussung der Kennlinien

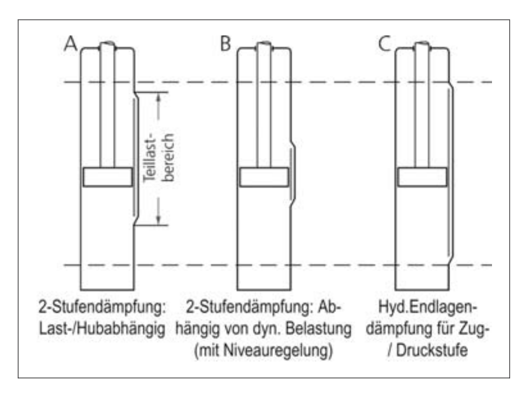


Bild 3-251: Bypassgestaltung

Bei relativ langen Nuten kann dieses Konstruktionsprinzip als Zug und Druckanschlag verwendet werden (Ausführung C). Im Bereich der Nut wird die normale Dämpfung eingestellt. Außerhalb der Nut liegt dann eine erhöhte Dämpfung vor. Eine hubabhängige Dämpfung kann auch aufgrund von kinematischen Einflüssen von Vorteil sein. Sie ist besonders wirksam bei Einrohrstoßdämpfern, da die Dämpfung in beiden Richtungen allein vom Kolbenventil beeinflusst wird. Bei Zweirohrstoßdämpfern wird sie dagegen in Druckrichtung im Wesentlichen vom Bodenventil beeinflusst. Eine hubabhängige Dämpfung mit Steuernut ist deshalb nur eingeschränkt in Druckrichtung möglich.

3.6.5.3 Amplitudenselektive Dämpfung

Die Dämpfung muss auf sehr unterschiedlichen Strassenunebenheiten angepasst werden. Höherfrequente Anteile der Schwingungen treten meistens bei Radhüben bis ca. 5 mm auf. Dies macht sich die amplitudenselektive Dämpfung (ASD) zunutze. Das Ventilsystem bedämpft die ersten Millimeter einer Bewegung geringer, um dann bei Überschreitung eines Grenzmaßes auf das für den Aufbau benötigte Dämpfungsmaß anzusteigen [57].
Zur Veranschaulichung zeigt **Bild 3-252** das Arbeitsdiagramm eines amplitudenselektiven Dämpfers bei einer sinusförmigen Anregung. In Hubmitte wird jeweils die gleiche Dämpfergeschwindigkeit, hier 0,131 m/s, erreicht. Bei Hüben unter 5 mm ist die Dämpfung erheblich reduziert, erkennbar am Vergleich mit den Kennlinien eines herkömmlichen Dämpfers ohne ASD (dünne Linien). Dies wurde bereits in der Mercedes A-Klasse realisiert [58]. Nicht in allen Fällen genügt jedoch diese konstruktive Lösung, weil Sie die im Stoßdämpferbau übliche mehrteilige Ventilfunktion mit Ihren vielfältigen Gestaltungsmöglichkeiten unberücksichtigt lässt.
Bild 3-253 zeigt das Blockschaltdiagram des Systems und **Bild 3-254** einen Einrohrdämpferabschnitt mit einem Ventilaufbau und diesem Funktionsprinzip.

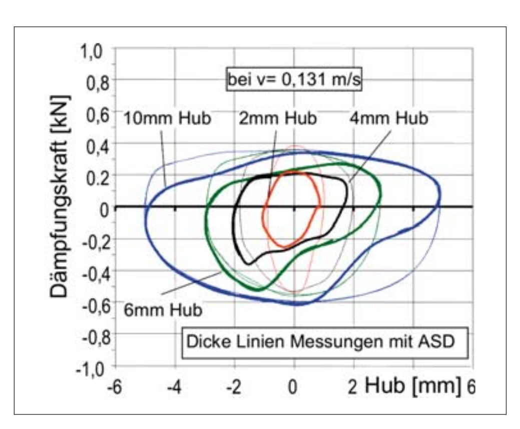


Bild 3-252: Arbeitsdiagramm mit und ohne ASD

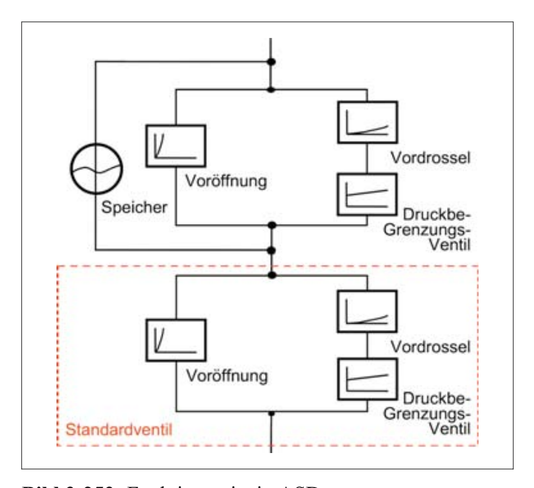


Bild 3-253: Funktionsprinzip ASD

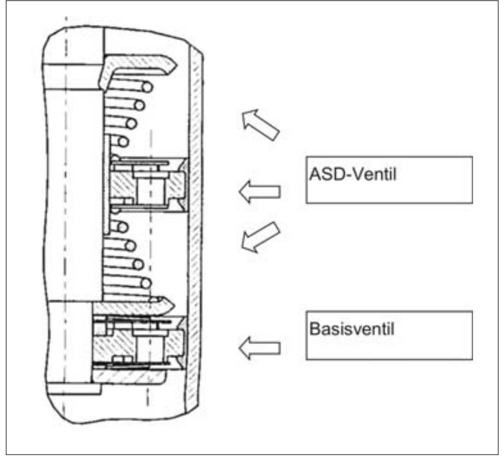


Bild 3-254: Konstruktive Ausführung eines ASD-Ventils

Generell ist diese Technik auch für Zweirohrdämpfer einsetzbar, allerdings mit gewissen Abstrichen bei der Druckdämpfung. Das Basisventil ist wie bisher fest mit der Kolbenstange verbunden und bedämpft somit kontinuierlich die Bewegung (wie bei einem konventionellen Einrohrdämpfer). Das ASD-Ventil ist zwischen zwei Federn aufgehängt, die ihm je nach Achsübersetzungsverhältnis und Abstimmphilosophie einen Freiweg einräumen. Nach Aufbrauch dieses Tothubes trägt das bewegliche Ventil mit den Funktionen Voröffnung, Vordrossel und Druckbegrenzungsventil zur Gesamtkennung des Dämpfers bei und erhöht somit das Dämpfmaß für Aufbau und ggf. Achse auf das notwendige Niveau.

Bild 3-255 zeigt im Pkw gemessene Aufbaubeschleunigungen, die eindeutig darstellen, dass das ASD-Ventil (rote Kennlinie) in Bezug auf den Komfort hier eindeutig Vorteile bietet, ohne bei der Radlastschwankung Unterschiede zum konventionellen System zu zeigen. Ob die ASD-Funktion immer diese Vorteile für den Fahrzeugnutzer bietet, hängt von der Zielsetzung der Fahrzeugabstimmung sowie von den konstruktiven Gegebenheiten der Achse und der Eigenschaften ihrer Bauteile ab.

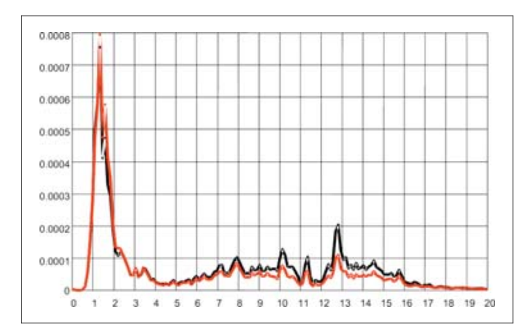


Bild 3-255: Aufbaubeschleunigung bei ASD-Ventil

3.6.6 Dämpferlager

Dämpfergelenke dienen zur Befestigung des Dämpfers oben am Hilfsrahmen oder Aufbau bzw. unten am Achskörper oder Lenker. Sie haben folgende Aufgaben und Eigenschaften:

- ♦ Ausgleich der Herstellungstoleranz der Achse,
- ♦ kardanische Winkelnachgiebigkeit bei möglichst geringem Gegenmoment, um kinematische Bewegungen aufzufangen,
- ♦ elastokinematische Eigenschaften im Rahmen der kompletten Achskinematik,
- ♦ Geräuschisolierung bei Schwingungen > 30 Hz.

Grundsätzlich unterscheidet man Ring- und Stiftgelenke (**Bild 3-256**). Beim Ringgelenk werden alle drei Bestandteile durch hohe statische Vorspannung miteinander verbunden. Für besonders hohe Beanspruchungen, die z.B. an Federträgern oder HD-Dämpfern (HD, *Heavy Duty*) auftreten können, wird der Gelenkgummi mit der Gelenkbuchse durch Vulkanisation verbunden. Die beiden Gelenkarten können unterschiedliche Schwingwinkelauslenkungen ertragen. Als maximale Winkelausschläge gelten für das Ringgelenk $\alpha/2 = 15°$ und $\beta/2 = 4°$ und für das Stiftgelenk $\delta/2 = 6°$. Um eine möglichst geringe Dämpferreibung und einen geringen Verschleiß zu gewährleisten, sind die Dämpfer bei normalem Niveau des Fahrzeugaufbaus möglichst unverspannt einzubauen.

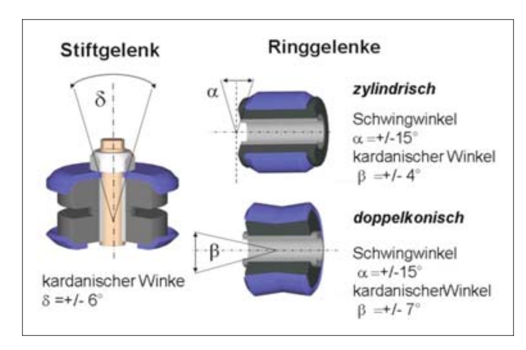


Bild 3-256: Gelenke für Stoßdämpfer

Bei Federbeinstützlagern (**Bild 3-257**) sehen die Anforderungen wie folgt aus [59]:

- ♦ unterschiedliche Steifigkeiten in *X*, *Y*, *Z*,
  - – einfacheres Tunen bei Fahrzeugabstimmung,
  - – Komfortgewinn bei gleich bleibendem Handlingsverhalten,
- ♦ kardanisch weich,
  - – Ermöglichen der Kolbenstangenauslenkung für alle Federungszustände und Lenkwinkel,
  - – nur Schubbeanspruchung bei Kardanik,
- ♦ gute Geräuschisolierung,
  - – getrennte Einleitung von Schraubenfeder und Kolbenstangenkräften,
  - – Vermeidung von Dröhn und Poltergeräuschen,
- ♦ variable Anschlagcharakteristik in axialer Richtung,
- ♦ ausreichender Korrosionsschutz der Blechteile (Lackierung; Gummierung).
- ♦ hohe mechanische Beanspruchbarkeit:
  - – Aufnehmen der Dämpfkräfte (innerer Pfad),
  - – Aufnehmen der Federkräfte (äußerer Pfad),
  - – Aufnehmen der Pufferkräfte,
- ♦ Verwendung für unterschiedliche Fahrzeugvarianten durch Variation des Vulkanisationsteils mit der Kolbenstangenbefestigung (Baukasten).

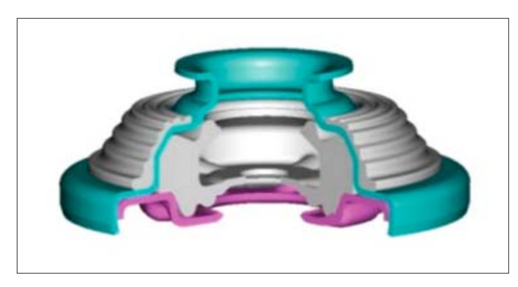


Bild 3-257: Gelenke für Federbeinstützlager

3.6.7 Semiaktive Dämpfung und Federung

Gründe für eine Anwendung der variablen Dämpfung sind der Wunsch nach einer Anpassung der Dämpfung an verschiedene Achslasten (konstantes Dämpfungsmaß), aber auch die Einstellung auf unterschiedliche Fahrzustände und Strecken, d.h. die Aufhebung des Kompromisses zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit durch laufende Anpassung der Dämpfung.
Die Abgrenzung der als semiaktiv bezeichneten automatischen Dämpfungskraftregelung (CDC, *Continuous Damping Control*) gegenüber vollständig aktiv wirkenden Systemen (ARS Aktive Wankstabilisierung und ABC Aktive Federung) kann wie folgt beschrieben werden: Mit einem CDC-System lassen sich zwar alle Aufbaubewegungen und die Radlastschwankungen begrenzend oder verzögernd beeinflussen, aber nicht eliminieren. Das gestatten erst aktive Systeme, d.h. Systeme mit Energiezufuhr.
Seit Anfang der 80er Jahre werden elektronisch geregelte Dämpfungssysteme entwickelt und gefertigt, von einfachen, handgeschalteten elektromotorischen Verstellungen über schnelle, elektromagnetische Systeme mit diskreten Dämpfungsstufen, die heute noch gebaut werden, bis zu den aktuellen stufenlosen Systemen der dritten Generation mit proportional wirkenden Dämpfventilen, die mittlerweile in die Serie eingeführt sind und die Fortschritte einer rasanten Entwicklung der Fahrzeugsensorik und -elektronik nutzen [50, 60].
Folgende Anforderungen werden an die Dämpfung gestellt: Für eine gute Stabilisierung des Aufbaus benötigt man bereits bei niedrigen Ein- und Ausfedergeschwindigkeiten eine relativ hohe Dämpfung. Für eine geringe Radlastschwankung ist eine Dämpfung etwa in gleicher Höhe erforderlich, jedoch bei höherer Ein- und Ausfederungsgeschwindigkeit. In den letzten Jahren ist der Anteil der ungefederten Massen des Fahrwerks aufgrund neuer Achskonstruktionen stark gesunken. Dadurch ist der Dämpfungsbedarf für die ungefederten Massen heute deutlich niedriger als früher. Für eine gute Isolierung des Aufbaus bei kurzhubigen, hochfrequenten Anregungen, bei denen eine Dämpfung des Aufbaus bzw. der Radmassen kaum notwendig ist, sind nur sehr geringe Dämpfungskräfte erforderlich. Ein stufenlos regelbarer Dämpfer sollte für alle drei Kriterien:

- gute Aufbaudämpfung,
- niedrige Radlastschwankung,
- gute Isolierung bei kleinen Anregungen,

optimal anzupassen sein. Mit einem regelbaren Dämpfer müssen sich deshalb heute weitgehend degressive Kennlinien in unterschiedlicher Höhe realisieren lassen.

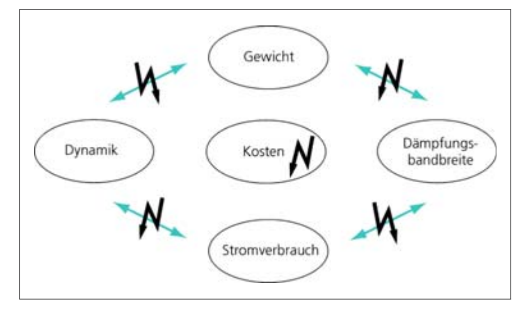


Bild 3-258: Anforderungen an einen CDC-Dämpfer

Die Anforderungen an einen proportional wirkenden Dämpfer sind jedoch noch aus einer anderen Perspektive zu betrachten (**Bild 3-258**). Eine hohe Dämpfungsbandbreite erfordert aufgrund der notwendigen großen Querschnitte bei niedriger Dämpfung relativ große Bauteile mit entsprechend hohem Gewicht. Sinngemäß gilt das auch für den Stromverbrauch, der von der Größe des Ventils abhängig ist. Ein geringerer Stromverbrauch könnte durch eine hohe Amperewindungszahl ausgeglichen werden, diese würde jedoch wiederum zu einer geringen Dynamik des Ventils führen, die nicht akzeptiert werden kann. Andererseits beeinflusst das Gewicht des Ventils seine Dynamik in negativer Weise. Der Entwickler muss deshalb versuchen, vor dem Hintergrund dieser sich eigentlich widersprechenden Forderungen den bestmöglichen Kompromiss zu erzielen.
Innerhalb einer Fahrzeugbaureihe werden heute sowohl konventionelle als auch regelbare Dämpfer angeboten.
Bei heutigen und auch bei zukünftigen Fahrwerken haben sich die Fahrzeugentwickler ganz auf den Teleskopstoßdämpfer eingestellt. Daher muss man sich in näherer Zukunft auch auf die Integration des proportional wirkenden Dämpfventils in diesen Dämpfertyp einstellen. Aufgrund der unterschiedlichen Anforderungen an den Bauraum bei Teleskopdämpferbauarten wie dem McPherson-Federbein, dem Federträger in stahl-, luft- und hydropneumatisch gefederter Ausführung sowie bei konventionellen Zweirohrdämpfern sind zwei Bauweisen entwickelt worden.

Bild 3-259 links zeigt einen Dämpfer mit integriertem Proportionalventil, das als integraler Bestandteil des Verdrängerkolbens anzusehen ist. Im Prinzip arbeitet dieser Dämpfer wie ein normaler Zweirohrstoßdämpfer. **Bild 3-259** rechts zeigt den Aufbau eines Dämpfers mit extern angeordnetem Proportionalventil im Bypass der Verdrängereinheit. Die Funktionen des Dämpfers sind der besseren Übersichtlichkeit halber vereinfacht wiedergegeben. Das Kolben- und das Bodenventil sind im Allgemeinen jeweils mit einem Rückschlagventil versehen, so dass sowohl in Zug- als auch in Druckrichtung ein Ölstrom durch das Dämpfventil – hier vereinfacht als verstellbare Drossel dargestellt – fließt. Optional kann in Druckrichtung ein zusätzliches Druckbegrenzungsventil im Boden eingesetzt werden.

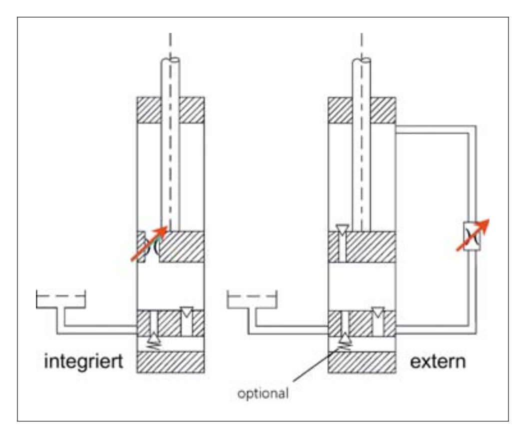


Bild 3-259: Prinzipdarstellung CDC-Dämpfer

In **Bild 3-260** ist die praktische Ausführung eines Dämpfers mit externem Proportionalventil dargestellt. Der Bypass wird durch ein Ölführungsrohr realisiert, das schwimmend auf dem Zylinderrohr gelagert ist. Die Dämpfungsfunktionen werden im Wesentlichen nur vom außen liegenden Proportionalventil übernommen. Bis auf den Rohrsockel, das Ölführungsrohr und das zusätzliche Proportionalventil sind die übrigen Komponenten des Dämpfers ähnlich denen konventioneller Dämpfer. Dies verringert die Kosten eines semiaktiven Dämpfers und vereinfacht die Integration des neuen Dämpfertyps in vorhandene Fertigungsstrukturen. Das Proportionalventil kann im unteren Bereich des Dämpfers in fast beliebiger Position am Außenumfang angebracht werden. Das erleichtert die Bauraumsuche in bereits vorhandenen Fahrwerkskonzepten. **Bild 3-261** zeigt wie die Kennlinien eines Dämpfers mit Proportionaldämpfventil mittels Justierung bzw. Austausch von Dämpferbauteilen im Regelventil variiert werden können. Dargestellt sind Dämpfungskennlinien bei gleichem Ankerstrom bzw. die Bandbreite des Kennfeldes in Abhängigkeit von der Ausfedergeschwindigkeit des Dämpfers.

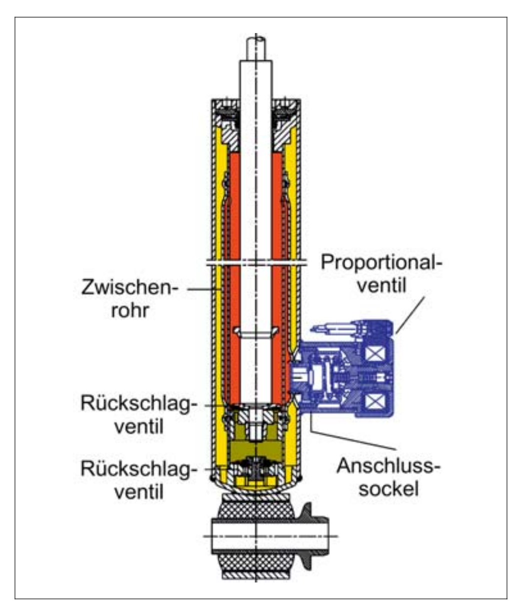


Bild 3-260: Aufbau eines CDC-Dämpfers

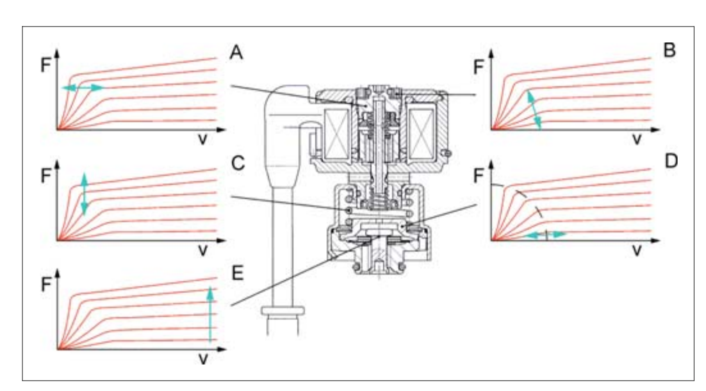


Bild 3-261: Justierung und Abstimmung des Proportionalventils

Eine mittlere Kennung kann durch Einstellungsvorgänge am Ventil begrenzt verändert werden, um Anpassungen an Kundenwünsche oder die Toleranzen des Dämpfers vornehmen zu können (A und B). Die Spreizung des Kennfeldes in der Funktion der degressiven Verlaufsform ist durch Austauschen einer Schraubenfeder in der Hauptstufe veränderbar (C). Die Spreizung des Voröffnungskennfeldes ist durch Austausch eines Ventiltellers mit unterschiedlichen Bohrungen einfach zu erreichen (D). Im fünften Kennlinienfeld (E) ist außerdem die Beeinflussung der weichen Kennlinie durch ein zusätzliches Ventil dargestellt. Der Vorteil dieses Aufbaus liegt darin, dass man mit einem einzigen Standardventil alle möglichen Kundenanforderungen abdecken kann.
Bei ungünstigen Abmessungen der Kolbenstange (Federbein) ist es möglich, die Dämpfung in Zug- und Druckrichtung unterschiedlich zu verteilen. Möglich wird dies durch den Einbau eines zusätzlichen Dämpfventils im Boden des Dämpfers. Damit können sowohl in Zug- und Druckrichtung symmetrische als auch unsymmetrische Kennlinienfelder erreicht werden. Ähnliche Einflüsse erzielt man durch Veränderung des Kolbenstangendurchmessers bei gegebenem Zylinderdurchmesser.
Bild 3-262 zeigt ein integriertes CDC-Proportionaldämpfventil. Diese Ausführung kommt auf Kundenwunsch und immer dann zum Tragen, wenn aufgrund außen angeordneter Federn oder eines kritischen Freigangs ein externes Ventil nicht angewendet werden kann.
Die Dynamik eines CDC-Dämpfers wird sehr stark durch die im Dämpfer wirksamen Elastizitäten beeinflusst.

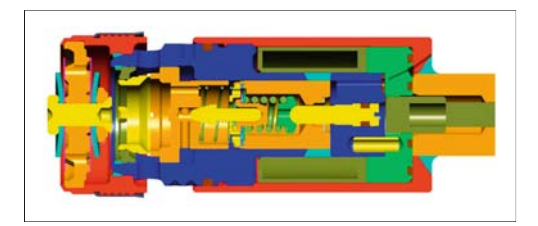


Bild 3-262: Integriertes CDC-Proportionalventil [60]

Beide Konzepte, das integrierte und das externe Ventil, haben im Allgemeinen ein sehr kurzes Antwortzeitverhalten, das im Bereich weniger Millisekunden liegt. Um die Ergebnisse von Schaltzeitmessungen besser miteinander vergleichen zu können, wurde der Startpunkt durch die Signaländerung und das Ende durch Erreichen von 90 Prozent der maximalen Dämpfungskraft definiert.
Bild 3-263 zeigt die Schaltzeiten bei beiden Schaltrichtungen und unterschiedlichen Ein- und Ausfedergeschwindigkeiten. Die Schaltung von einer weichen auf eine harte Kennung ist etwas langsamer als umgekehrt, entspricht jedoch den notwendigen Sicherheitsanforderungen an den Dämpfer. Abweichungen ergeben sich außerdem bei unterschiedlicher Ein- und Ausfedergeschwindigkeit des Dämpfers. Da der Dämpfer seinen Druck selbst erzeugen muss – es handelt sich um ein passives System – ist die Schaltzeit für den Druckaufbau des Dämpfers, d.h. die Schaltung von weicher nach harter Kennung, bei höheren Aus- und Einfedergeschwindigkeiten kürzer als bei niedrigen. Der Einfluss der unterschiedlichen Elastizitäten des Dämpfers ist groß. Neben den Rohr- und Ölelastizitäten übt insbesondere die Lagerelastizität einen nicht unerheblichen Einfluss aus, so dass die Verzögerungen durch Ventilschaltzeiten oder induktive Vorgänge im Dämpfer deutlich in ihrer Bedeutung zurückgedrängt werden. Ein hochdynamischer Dämpfer müsste deshalb wenig Elastizität haben. Auf der anderen Seite ist zu berücksichtigen, dass aus Komfortgründen für die Beseitigung von hochfrequenten Geräuschen, die von der Achse erzeugt und über den Dämpfer übertragen werden, bestimmte Dämpfungseigenschaften an die Lager gestellt werden. Ferner ist bei der Anwendung dieser CDC-Dämpfer festzustellen, dass ein bestimmter Druckgradient bei der Schaltzeit nicht überschritten werden darf, da sonst Schaltgeräusche entstehen.
Neben den regelbaren Dämpfern mit nur einem Ventil gibt es auch solche mit mehreren. Ursprünglich wurden Sie in den 80er Jahren benutzt, um bei Verwendung von Schaltventilen mit fester Bestromung die Bandbreite der Dämpfung zu erhöhen [60].

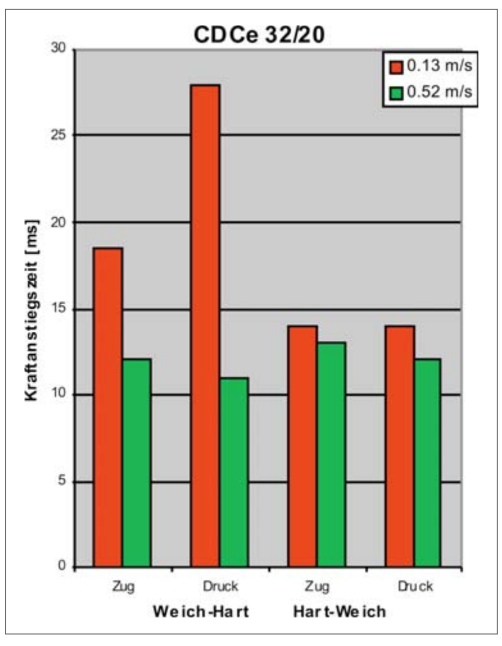


Bild 3-263: Schaltzeiten bei verschiedenen Ein- und Ausfedergeschwindigkeiten

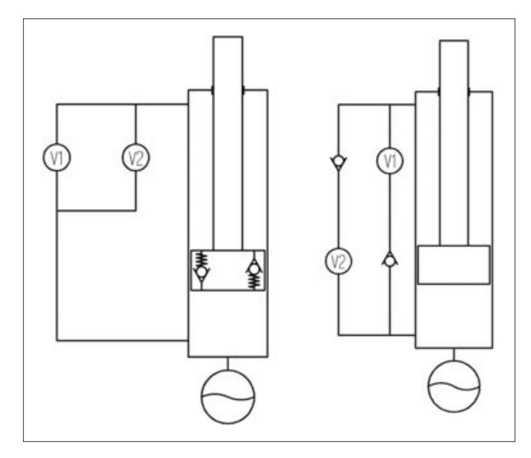


Bild 3-264: Prinzip Skyhook-Ventile „Einrohr“

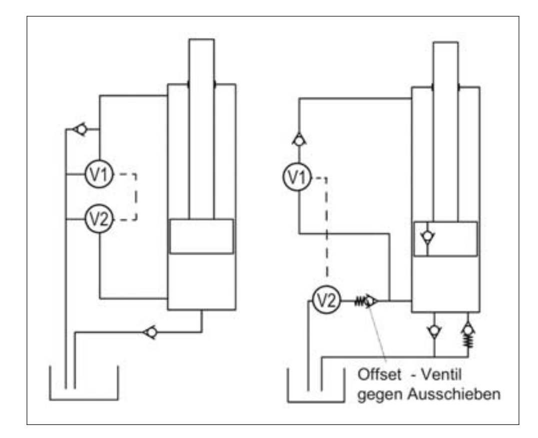


Bild 3-265: Prinzip Skyhook-Ventile „Zweirohr“

Diese Technologie wurde im Wesentlichen aus Kostengründen durch Proportionaldämpfer ersetzt. Heute werden „Mehrventildämpfer“ nur noch als sog. Skyhook-Dämpfer eingesetzt. Man verspricht sich davon eine schnellere Reaktion bei der sog. Skyhook-Strategie, die in Abschnitt 7.2.4 erläutert wird. Skyhook-Dämpfer erzeugen die Dämpfung in Ein- und Ausfederrichtung jeweils in getrennten Ventilen (**Bild 3-265** und **Bild 3-266** V1 und V2, [61]). Dabei kann die Anpassung an die Dämpfkrafthöhe zeitlich etwas schneller erfolgen. Bei den sehr hohen Sensorkosten vor einigen Jahren waren Systeme mit Skyhook-Dämpfern auch kostenmäßig nicht wesentlich teurer.

Die **Bilder 3-264** und **3-265** zeigen Prinzipbilder von je zwei Ausführungen dieser Dämpfer. Mit V1 und V2 werden die Dämpfventile in Ein- und Ausfederrichtung bezeichnet. Rückschlagventile zur schnellen Umschaltung der Dämpfung sind unmittelbar an den Dämpfventilen oder im hydraulischen Energiefluss angeordnet. Das Ausgleichsvolumen wird schematisch als hydraulischer Speicher bzw. Tank dargestellt. Die Prinzipschaltbilder erheben keinen Anspruch auf Vollständigkeit sondern sollen lediglich Möglichkeiten der Ausführung solcher Dämpfer zeigen.

Eine konstruktive Darstellung wird hier nur für zwei Ausführungen von Mercedes-Benz entsprechend **Bild 3-266** gezeigt, wie sie seit Jahren in verschiedenen Ausführungen der S-Klasse zum Einsatz kommt [62].

Bisherige Fahrzeugsysteme unterstützen sich gegenseitig nur bedingt. Eine deutliche Weiterentwicklung der Systeme ist notwendig, die über den Austausch von einfachen Signalen, z.B. der Fahrgeschwindigkeit, hinausgehen. Eine Dämpferregelung könnte z.B. so ausgeführt sein, dass sie ein Brems- oder Lenkungssystem durch die Optimierung der Radaufstandskraft in kritischen Fahrsituationen unterstützt und dabei die Komfortorientierung völlig außer Acht gelassen wird.

Deshalb ist eine Aufteilung der Regelungsaufgaben sinnvoll. Die zentrale Intelligenz einer Fahrwerksregelung wird auf einem zentralen Steuergerät zusammengefasst.

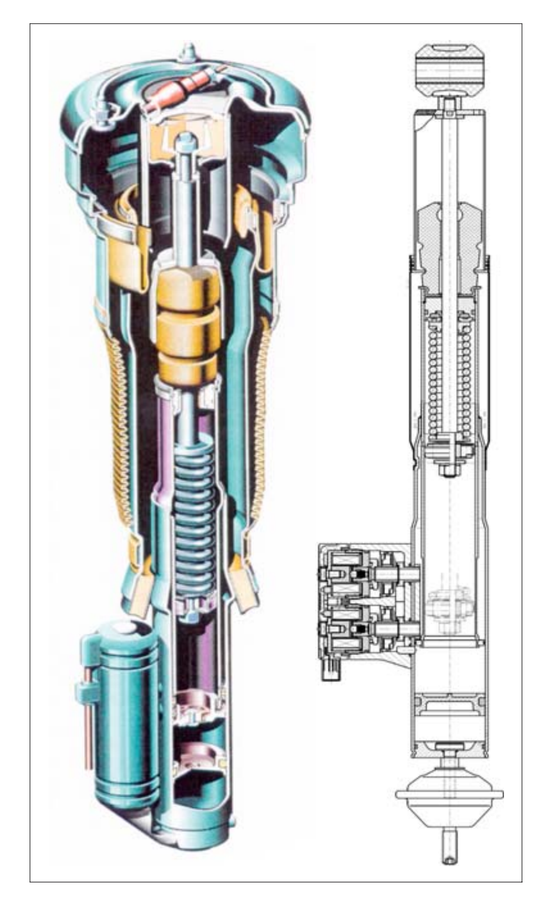


Bild 3-266: Skyhook-Einrohrdämpfer Mercedes W140 (rechts) [Quelle: ZF Sachs] und W220 (links) [Quelle: TKA-Bilstein]

Dabei könnte ein ESP-Steuergerät die übergeordnete Steuerung der Dämpfungsfunktion mit übernehmen. Am Dämpfer wird eine sogenannte lokale Intelligenz aufgebaut. Diese besteht aus der Leistungselektronik, einer Sensorik sowie der Dämpferregelung (**Bild 3-267**). Dieser Dämpfer wird im weiteren Text ICD-Dämpfer genannt (ICD, *Integrated Controlled Damper*). Die Integration der Elektronik und der Sensorik im Dämpfer hat eine Reihe von Vorteilen. Die Ventilregelung wird so abgestimmt, dass eine exakte Zuordnung von Ist-Dämpfkraft zu Soll-Ventilstrom erreicht wird. Dies geschieht auf den Serienabnahmeprüfständen des Dämpfers, bei denen Dämpfkräfte ohnehin in verschiedenen Kontrollpunkten gemessen werden.



Bild 3-267: Integrierte Dämpferregelung (ICD)

Die erreichten Istwerte der Dämpfkraft können im Ventilregler (Elektronik) gespeichert werden. Bei einer zentralen Elektronik ist eine Abstimmung nur zwischen der Nenndämpfkraft und dem Sollstrom möglich. Durch diese Maßnahme können die Toleranzen dieser Systeme minimiert werden. Das zentrale Steuergerät für die Dämpfer kann entfallen, da alle Regelaufgaben in die dämpferintegrierte Elektronik verlagert werden. Die Integration von Sensoren, z.B. eines Beschleunigungssensors, bedeutet Kostenvorteile durch die Tatsache, dass der Sensor nicht mehr „verpackt" werden muss, d.h. kein eigenes Gehäuse, keinen eigenen Stecker sowie gesonderte Kabel in Anspruch nimmt. Auch der Vorteil einer nicht notwendigen Montage in der Achse darf nicht unterschätzt werden.

Die Regelung von Federung und Dämpfung wird so gestaltet, dass in kritischen Fahrsituationen (Bremsen, Spurwechsel etc.) das Dämpfersystem von der Sicherheits-, ESP- oder VSC-Software (VSC *Vehicle Stability Control*) beeinflusst wird in Richtung einer Steigerung der Radaufstandskraft und einer gezielten Optimierung des Eigenlenkverhaltens und so die Fahrsicherheit erhöht. In allen anderen unkritischen Fahrsituationen wird ICD von der sog. „Komfortsoftware" angesteuert, die dafür sorgt, dass im Fahrzeug stets ein größtmögliches Maß an Komfort geboten wird.

3.6.8 Alternative Dämpfungsprinzipien

Hydraulische Teleskopstoßdämpfer haben sich seit den 30er Jahren etabliert. Naturgemäß gibt es immer wieder Ansätze nach Alternativen zu suchen. Selbst schon in früheren Jahren in Serie produzierte Dämpfer wie Reibungsdämpfer, hydraulische Flügel- und Hebeldämpfer werden aus Bauraumgründen wieder erwogen. Als neue Bauprinzipen werden Dämpfer mit elektroreologischen Flüssigkeiten (ERF) und magnetoreologischen Flüssigkeiten (MRF) betrachtet. Elektrodynamische Dämpfer wurden entwickelt, aus Kosten-, Bauraum- und Gewichtsgründen aber verworfen. Um das Öl aus dem Dämpfer zu entfernen und sog. „Dry-Dämpfer" zu schaffen, hat man versucht, einen Luftdämpfer zu entwickeln. Darüber wird in Abschnitt 3.5.8 berichtet.

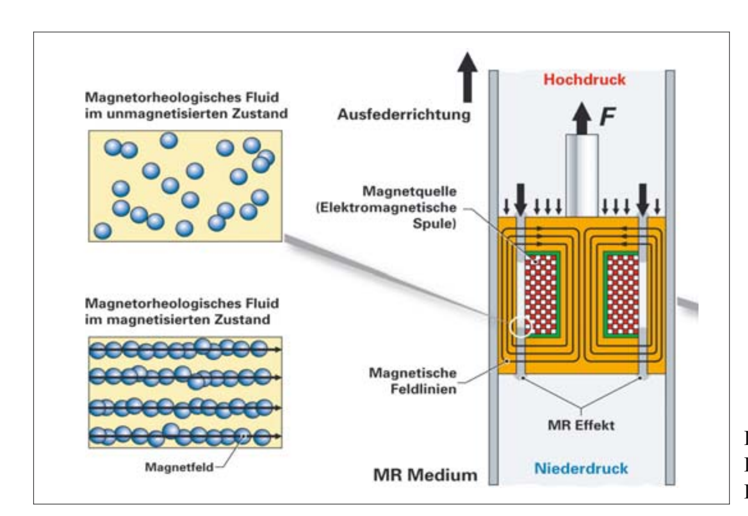


Bild 3-268: Prinzip der magnetorheologischen Dämpfung [Quelle: Audi]

3.6.8.1 Dämpfer mit magnetoreologischen Flüssigkeiten (MRF)

Das Prinzip der ERF- und MRF-Technologie ist seit mehr als 5 Jahrzehnten bekannt. Bei ERF (elektrorheologische Flüssigkeiten) erzeugt eine elektrische Spannung ein Feld, dass durch Ausrichtung von elektrisch geladenen Teilen die Scherspannung in der Flüssigkeit und infolgedessen die Dämpfkraft erhöht. Bei MRF wird die gleiche Wirkung durch ein magnetisches Feld erzeugt (**Bild 3-268**). Seit 2002 werden MRF-Dämpfer in Serie hergestellt. **Bild 3-269** zeigt die MRF-Dämpfer für den AUDI TT (2006).



Bild 3-269: MRF-Dämpfer TT [Quelle: Audi]

3.6.8.2 Verbunddämpfung

Seit etwa 40 Jahren versucht man sog. hydraulische Verbundsysteme in Serie zu bringen. Hydraulische Verbundsysteme sind passive, also ohne zusätzliche Energie arbeitende, Fahrwerkssysteme. Sie bestehen aus mehreren hydraulischen „Aktoren", meist in der Form von Arbeitszylindern, die über ein Leitungsnetz verbunden sind. Durch eine unerwünschte Verlagerung des Fahrzeugaufbaus, beispielsweise beim schnellen Durchfahren einer Kurve, wird mindestens einer dieser „Aktoren" bewegt. Die von ihm verdrängte Hydraulikflüssigkeit kann dann die anderen Zylinder antreiben, die den Aufbaubewegungen entgegenwirken. Das bekannteste und auch in Serie gebaute System besteht aus Einrohrdämpfern, die pro Achse einen gemeinsamen Ausgleichsraum und ein so genanntes REAS-Ventil, das die Funktion einer Drossel hat, besitzen (**Bild 3-270**).

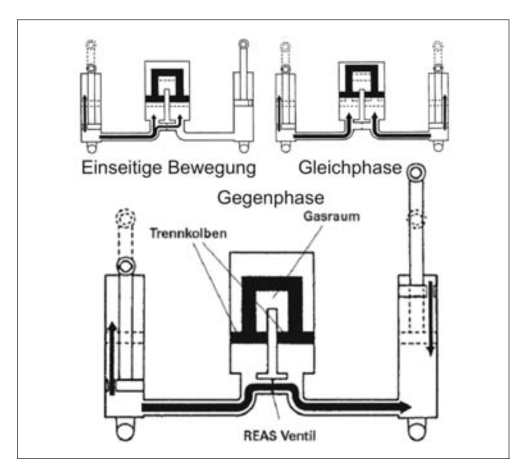


Bild 3-270: X-REAS-Dämpfer (Wankdämpfung) [Quelle: Yamaha]

Bei gleichphasigem Einfedern, also zum Beispiel bei Nickbewegungen des Fahrzeuges wirkt das System wie konventionelle, getrennte Dämpfer. Das Volumen beider eintauchenden Kolbenstangen verdrängt gleichermaßen Öl, was die als zwei gekoppelte oder einen gemeinsamen Kolben ausführbare Trennwand zum Gasraum verschiebt. Unterschiedliche Geschwindigkeiten der Dämpferkolben einer Achse verursachen hingegen eine Strömung durch das REAS-Ventil. Nur beim Wanken des Fahrzeugaufbaus (Gegenphase) erhöht sich also die normale Dämpfkraft um den Betrag, der durch das REAS-Ventil verursacht wird. Nachteilig bei diesen Systemen ist die Abhängigkeit der Dämpfung von der Temperatur durch die großen Leitungslängen.

3.6.8.3 Lastabhängige Dämpfung (PDC)

Es handelt sich hierbei um einen Dämpfer, der konstruktiv ähnlich wie ein CDC-Dämpfer aufgebaut ist und dessen Dämpfungscharakteristik stufenlos verstellbar ist. Der Dämpfer eignet sich für Achsen, die mit Luftfedersystemen arbeiten, da unmittelbar der Innendruck der Luftfederbeläge zur Ansteuerung des pneumatisch verstellbaren Ventils genutzt werden kann (**Bild 3-271**).

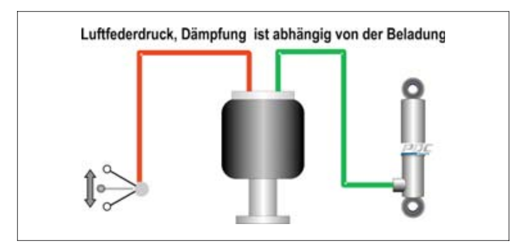


Bild 3-271: Pneumatic Damping Control (PDC)

In Abhängigkeit von der Beladung (Luftdruck) wird die Dämpfung kontinuierlich proportional angepasst. Es gibt zwar einige wenige Anwendungen im Pkw (z.B.: Audi Allroad), eine breitere Anwendung hat dieses Dämpfungsprinzip aber eher bei Nutzfahrzeugen gefunden, weil dort der Gewichtsunterschied des Fahrzeugs beladen / leer deutlich höher ist und damit eine größere positive Wirkung in Richtung einer Erhöhung von Komfort und Sicherheit zu erreichen ist.

3.7 Radführung

Die Radführung bezieht sich auf die Führung und Verbindung des Rades mit dem Aufbau. Die Radführung bei starren Achsen wird hier nicht behandelt, weil deren Einsatz ständig an Bedeutung verliert. Die Systematik, die Entwicklung und die Auslegung von Radaufhängungen werden in den Kapiteln 1, 4 und 6 ausführlich erläutert. In diesem Abschnitt werden die einzelnen Bestandteile der Radführung wie z.B. Lenker, Kugelgelenke und Gummilager, aber auch als Strukturteil der Achsträger, an dem die Lenker aufbauseitig angebunden werden, im Vordergrund stehen und detailliert beschrieben.

3.7.1 Aufgaben, Struktur und Systematik

Die Bauteile für die Radführung stellen nur einen Teil der gesamten Radaufhängung dar. Zur Radaufhängung gehören außerdem Radträger, Radlager sowie Feder, Zusatzfeder und Dämpfer Die Radführung sorgt für die Übertragung von Radaufstands-, Brems-, Antriebs- und Seitenkräften auf den Aufbau. Die Radführung übernimmt die folgenden Aufgaben:

- die direkte Übertragung von Kräften und Bewegungen vom Radträger zum Aufbau ohne Versagen (dauerfest), ohne Verzögerung (steif, reibungsarm), ohne Trägheit (geringe ungefederte Massen),
- die Aufrechterhaltung der Radposition relativ zum Aufbau und zur Strasse bei allen Fahrzuständen ohne Beeinträchtigung der Fahrtrichtung,
- Drehung der Vorderräder (Lenken, Lenkkinematik) ermöglichen,
- Entlastung des Aufbaus von Stößen und Schwingungen des Rades durch angemessene Federung und Dämpfung,
- Entlastung des Lenkungsstranges von am Rad angreifenden Kräften (z.B. Antriebs-, Brems-, Seitenkräfte oder Kräften, die bei einer vorliegenden Unwucht entstehen),
- die Gewährleistung der gewünschten elastokinematischen Bewegung zur Sicherstellung des angestrebten Eigenlenkverhaltens.

Die Struktur der Radführung wird durch die kinematische Kette der Radaufhängung festgelegt: der Radträger bildet das Koppelglied und der Aufbau (bzw. Achsträger) das ortsfeste Glied der Kette. Die beiden werden durch Lenker und Gelenke miteinander verbunden. Diese bilden zusammen die Radführung.
Die Lenker sind die starren Verbindungen der Gelenke. Sie übernehmen aber nicht nur eine radführende sondern häufig auch eine aufbautragende Aufgabe, indem Feder- und Stabilisator- bzw. Dämpfungskräfte übertragen werden. Darüber hinaus gibt es Hilfslenker, die einen Lenker mit einem anderen Lenker oder mit dem Radträger verbinden. Daraus ergeben sich drei grundsätzlich unterschiedliche Radführungslenker:

- Führungslenker (Abschnitt 3.7.2.1),
- Traglenker (Abschnitt 3.7.2.2),
- Hilfslenker (Abschnitt 3.7.2.3).

Neben der Radführung unterstützen Lenker auch die Funktionen Lenkung und Wankfederung. Diese Lenker sind nicht am Aufbau, sondern am Lenkgetriebe bzw. am Stabilisator gelagert:

- Spurstangen/Spurlenker (Abschnitt 3.4.4),
- Stabilisatorlenker (Abschnitt 3.5.4.5).

Nach kinematischen Gesichtspunkten sind Lenker starr und haben 2, 3 oder 4 Gelenkpunkte. Außerdem werden sie selten auch als flexible Lenker eingesetzt [63], (**Bild 3-272**).
Da in einer kinematischen Kette die Lenker relativ zueinander beweglich sind, muss jeder Lenker mindestens zwei Gelenke besitzen (**Bild 3-273**), die ihn mit den benachbarten Lenkern verbinden [64].

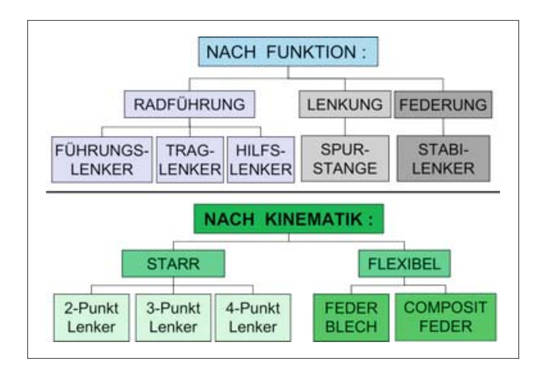


Bild 3-272: Systematik der Lenker

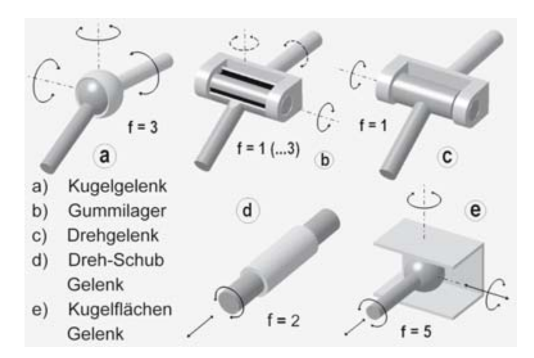


Bild 3-273: Systematik der Gelenke [65]

Die Freiheitsgrade „*f*" der unterschiedlichen Gelenke einer Radführung sind: D: Dreh-, S: Schub-, d bzw. s: elastokinematische Freiheitsgrade [65]:

a) Kugelgelenk $f = 3$ (DDD),
b) Drehgelenk $f = 1$ (D),
c) Gummi(lager)gelenk $f = 1$ (D + ddsss),
d) Drehschubgelenk $f = 2$ (DS) (meist als Dämpfer),
e) Kugelflächengelenk $f = 5$ DDDSS (theoretisch).

Manchmal werden die Lenker einer Achse flexibel (elastisch) gestaltet, um die räumliche Beweglichkeit eines Rades nicht zu beeinträchtigen (z.B. die Schwertlenker oder die Querverbindungen in den Verbundlenkerachsen oder Querlenker der Weissach-aufhängung), die hier nur erwähnt werden.
Die Kinematik wird festgelegt durch die Mittelpunkte der Gelenke, die als „*Hardpoints*" benannt sind. Diese Punkte bilden den Ursprung der Gelenkkoordinaten, dessen Achsen die Richtung der Dreh- bzw. Schubfreiheiten eines jeweiligen Gelenkes zeigen. Der Verlauf der Gelenkverbindung, d.h. die Geometrie des Lenkers, beeinflusst nicht die kinematischen Eigenschaften.
Die Lenker werden mit dem Aufbau bzw. Achsträger fast ausschließlich mit Gummilagern verbunden, um die Geräusche und Schwingungen zu isolieren bzw. zu dämpfen. Durch die Position und die Kennungen dieser Gummilager können gleichzeitig die gewünschten elastokinematischen Eigenschaften realisiert werden. Der Lenker darf nur eine oder zwei Lagerstellen zum Aufbau besitzen (bei drei Lagerstellen, die nicht auf einer Gerade liegen, ist keine Relativbewegung mehr möglich).
Die Verbindung der Lenker mit dem gelenkten Radträger wird immer mit Kugelgelenken realisiert, weil nur diese Gelenkart den zweiten Freiheitsgrad des Rades (zum Lenken) zulässt. Man benötigt hier für die Radführung mindestens drei Lenker (unterer und oberer Lenker sowie die bewegliche Spurstange), alle mit Kugelgelenken (bei Federbeinaufhängung zwei Lenker und einem Dämpfer). Diese Anzahl kann durch die Auflösung der Lenker bis auf 5 Einzellenker ansteigen. Am vorderen Radträger darf kein Lenker mit zwei Gelenken angebunden sein.

Die Verbindung zum Hinterachsradträger kann mit Gummilagern, Drehgelenken oder Kugelgelenken bzw. Hülsengelenken realisiert werden. Da dieser nur einen Freiheitsgrad hat, ist der Einsatz der Kugelgelenke nicht zwingend. Das Kugelgelenk ist dann zu empfehlen, wenn durch die Elastokinematik bedingte räumliche Bewegungen des Radträgers sonst zu inneren Spannungen führen würden. Maximal fünf Gelenke und fünf 2-Punkt-Lenker werden zur Führung eines Hinterrades benötigt (bei den Raumlenkerachsen). Durch die Auswahl der Mehr-Punkt-Lenker, lässt sich die Anzahl der Lenker bis auf einen reduzieren (Verbundlenkerachsen, bei denen der Längslenker fest mit dem Radträger verbunden ist). Am hinteren Radträger sind auch Trapezlenker mit zwei Drehgelenken einsetzbar, sonst haben auch hier die Lenker nur eine gelenkige Verbindung zum Radträger. Detaillierte Erläuterungen und Beispiele hierzu sind im Abschnitt 4.3 unter Systematik der Radaufhängungen zu finden.
Die Anforderungen an die Radführung sind:

- als Sicherheitsteile die geforderte Dauerfestigkeit und Steifigkeit garantieren,
- bei Überlastung sich verbiegen aber nicht brechen (voraussehbares Ausfallverhalten),
- Crashverhalten des Autos unterstützen,
- während der Lebensdauer kein freies Spiel haben,
- im gesamten Bewegungsraum nicht mit anderen Bauteilen kollidieren,
- möglichst kleine und gleich bleibende Gelenkreibung aufweisen, die sich mit der Zeit nicht ändert,
- Körperschallübertragung dämpfen,
- keine Geräusche (durch *Stick-Slip*) verursachen
- resistent gegenüber Umwelteinflüssen sein (Temperatur, Schmutz, Feuchtigkeit, Salzwasser, Steinschlag),
- gleiche Lebensdauer wie das Gesamtfahrzeug haben, mindestens drei Jahre wartungsfrei funktionieren,
- nicht viel Platz in Anspruch zu nehmen, um andere Aggregate und Laderäume nicht zu beeinträchtigen,
- möglicht robust sein, möglichst geringe Anzahl von Einzelteile aufweisen,
- Altautoverordnung (Recycling) erfüllen und
- möglichst wenig kosten und wenig wiegen.

3.7.2 Lenker Aufgaben, Struktur und Systematik

Die Lenker erfüllen die Aufgabe, die Gelenke miteinander zu verbinden und die Kräfte und Bewegungen von einem Gelenk zum anderen zu übertragen. Sie sind aus Stahl oder Aluminium hergestellt. Die Len-

ker bewegen sich im Fahrzustand bei unebenen Straßenoberflächen ständig und gehören ca. zur Hälfte zu den ungefederten Massen, deshalb ist ihr Gewicht für Fahrdynamik von größter Bedeutung.

Ein Lenker hat mindestens zwei Kugelgelenke oder diesen gleichwertige Gummilager. Diese einfachste Ausführung wird 2-Punkt-Lenker (oder Stablenker) genannt. Im Falle von zwei Kugelgelenken ist die Drehfreiheit des Lenkers um die Verbindungsachse der beiden Gelenke zu berücksichtigen und wenn möglich zu unterbinden. Diese beeinflusst zwar die Bewegung der kinematischen Kette nicht, beeinträchtigt aber den Winkelausschlagbereich der Kugelgelenke und übt bei gekröpftem Lenker unangenehme Taumelbewegungen aus. Besitzt eine Seite ein Gummilager, dann entsteht dieses Problem nicht.

Ein idealer Lenker hat keine Verkröpfung und wird nur mit Zug- und Druckkräften beaufschlagt. Er kann sehr schlank und sehr leicht gebaut werden. Nur wenn die Länge über 150 mm wächst, ist er auch auf Knicksicherheit auszulegen. Ist eine gerade Verbindung wegen Bauraumeinschränkung nicht realisierbar, dann entstehen im Lenker Biegespannungen, die einen deutlich größeren Querschnitt und damit mehr Materialensatz erfordern. Bedingt durch den Versatz wird sich auch die Knickgefahr weiter vergrößern.

Die Anzahl der Gelenke ist also das erste Unterscheidungsmerkmal (**Bild 3-274**). Neben den 2-Punkt-Lenkern, gibt es 3-Punkt(Dreieck)-Lenker mit einem Kugel- und zwei Drehgelenken und 4-Punkt(Trapez)-Lenker mit zwei Kugel- und zwei Drehgelenken. Darüber hinaus sind auch Lenker mit einem Kugelgelenk und einem Drehschubgelenk möglich, die als Teleskopdämpfer besonders in McPherson-Aufhängungen zum Einsatz kommen [65].

Als zweites Klassifizierungsmerkmal gelten die Verbindungslinien der Gelenke miteinander. Beim 2-Punkt-Lenker sind sie gerade oder gekröpft (I-, C- oder S-Form). Bei 3-Punkt-Lenkern spricht man von Y-, U-, A-, L-Lenkern und bei 4-Punkt-Lenkern von X- oder H-Lenkern (**Bild 3-275**). Der Teleskopdämpfer hat nur das gerade Zylinderrohr und die Kolbenstange.

Welche Bauform die richtige Wahl ist, kann nicht direkt beantwortet werden. Im Allgemeinen ist es günstiger, wenn der Kraftfluss über den kürzesten Weg geleitet wird. Je kleiner Biege- und Torsionsspannungen sind, desto geringer ist die Lenkerbeanspruchung. Die Lenker können dann leichter ausgelegt werden. Die beste Methode ist die Auslegung des Lenkers mit Hilfe einer Topologieoptimierungssoftware (Abschnitt 6.4.2.9).

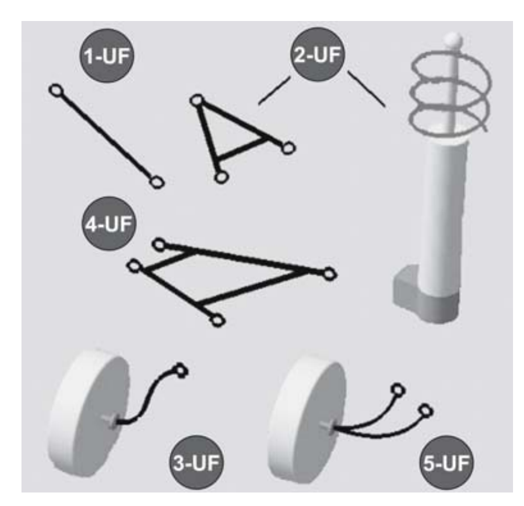


Bild 3-274: Systematik der Lenker (Gelenkanzahl): UF Unfreiheitsgrade (Freiheitsgradeinschränkung) [63]

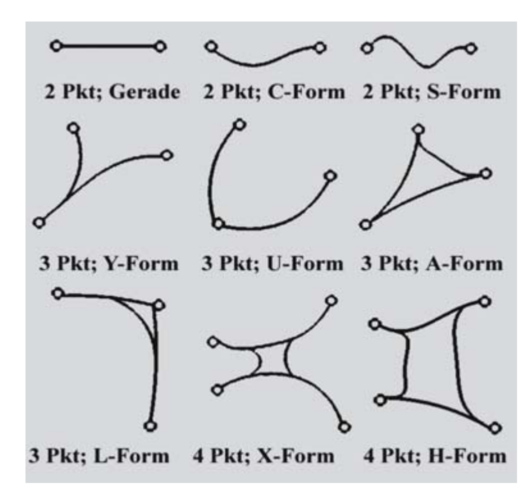


Bild 3-275: Systematik der Lenker (Verbindungen)

Neben der Anzahl ihrer Gelenke werden die Lenker auch nach der Einbaurichtung bezeichnet, die jedoch als Klassifizierungsmerkmal ungeeignet ist:

- Querlenker: Lenker liegt im Wesentlichen quer zur Radebene,
- Längslenker: Lenker liegt in Fahrtrichtung,
- Schräglenker: Lenkerdrehachse liegt schräg in der Draufsicht (*x*-*y*-Fahrzeugebene),
- Verbundlenker: zwei Längslenker, fest verbunden mit einer torsionsweichen Quertraverse.

3.7.2.1 Führungslenker

Radführungslenker (**Bild 3-276**) haben die Aufgabe, das Rad zu führen ohne das Fahrzeuggewicht abzustützen und werden daher hauptsächlich nur mit Horizontalkräften beaufschlagt. Die Krafteinleitungen finden nur an den Gelenken statt.



Bild 3-276: Beispiele für Führungslenker [66]

3.7.2.2 Traglenker

Wenn die Feder-/Dämpferkräfte über die Lenker an den Radträger weitergeleitet werden, müssen die Führungslenker zwischen den Gelenken zusätzliche Krafteinleitungspunkte haben. Solche Einleitungspunkte sind Federteller, Dämpferlager, Stabilisatoranbindungen (**Bild 3-277**).
Die vertikal wirkenden Feder-/Dämpferkräfte sind deutlich größer als die horizontalen Radführungskräfte und verursachen sehr hohe Biegespannungen im Lenker. Die radseitigen Gelenke dieser Lenker, die auch vertikal belastet werden, heißen Traggelenke. Die Traggelenke sind wesentlich schwerer und großvolumiger als Führungsgelenke.

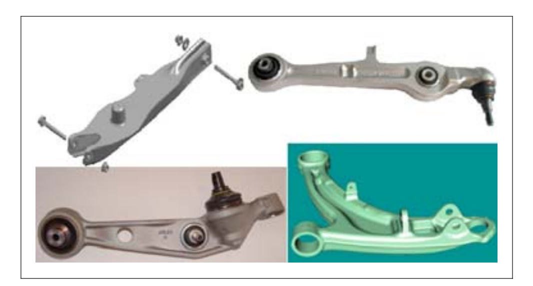


Bild 3-277: Beispiele für Traglenker

Theoretisch kann jeder Führungslenker durch Hinzufügen eines Vertikalkrafteinleitungspunkts und entsprechender Verstärkung der Querschnitte als Traglenker benutzt werden. Es ist jedoch empfehlenswert, nur versatzfreie 2-Punkt-Lenker in dieser Art zu belasten, damit außer den Biegespannungen keine Torsionsspannungen entstehen. Muss die Kraftabstützung an einem 3-Punkt- oder 4-Punkt-Lenker stattfinden, sollte der Krafteinleitungspunkt so ausgewählt werden, dass er möglichst nah zum Radträger ist und die Torsionsmomente durch möglichst weit voneinander legenden Gummilager abgefangen werden.

3.7.2.3 Hilfslenker

Hilfslenker verbinden die Führungs- oder Traglenker miteinander oder mit dem Radträger. Bekannteste Hilfslenker sind die Integrallenker, wie sie an der Integrallenkerhinterachse der BMW-Fahrzeuge oder spurstabilisierenden Hinterachsen der AUDI-Fahrzeugen zu finden sind. Der Integrallenker stützt die Drehmomente am Radträger ab, die beim Bremsen und Beschleunigen entstehen (**Bild 3-278**). Es sind kurze, versatzfreie 2-Punkt-Lenker mit zwei steifen Gummilagern. Ist er am Radträger befestigt, müssen die Gummilager durch Kugelgelenke ersetzt werden.

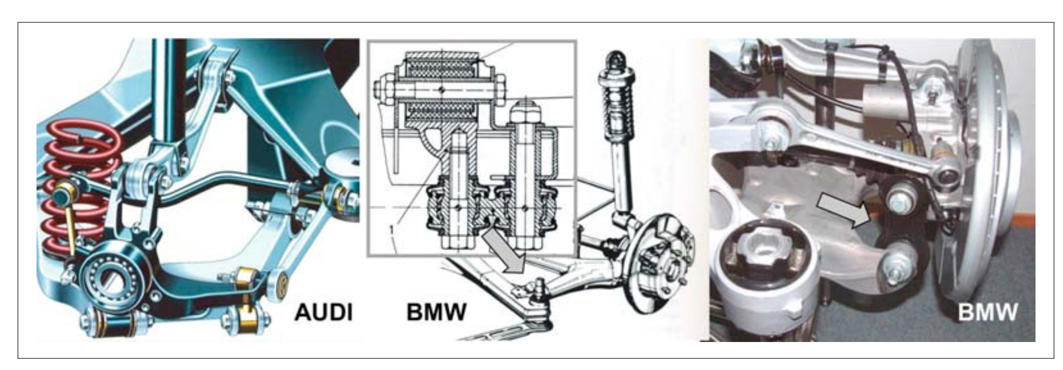


Bild 3-278: Drei Beispiele für Integrallenker (AUDI-Trapezlenker, BMW-Schraublenker, BMW-Integrallenker)

Die Schraublenkerhinterachse der BMW 528/535 (Bj. 1981), die eine räumliche Schräglenkerachse ist, besitzt einen kurzen Integrallenker zwischen dem Schräglenker und Achsträger [67] (Abschnitt 4.3.1). Dieser Zusatzlenker mit zwei Hülsengelenken lässt eine optimale Auslegung des Nickpols zu und reduziert die Sturz und Spurweitenänderungen. Der Schräglenker kann dadurch eine räumliche Schraubbewegung durchführen, die die Räder beim Ein- und Ausfedern nach innen zieht und dadurch das Untersteuerverhalten unterstützt. Ein anderer Hilfslenker ist in der Weissach-Hinterachse von Porsche zu sehen (**Bild 4-33**).

3.7.2.4 Anforderungen an Fahrwerkslenker

Die Anforderungen an die Fahrwerkslenker sind:

- Eignung für Großserienproduktion,
- niedrige Herstellkosten, geringer mechanischer Bearbeitungsaufwand,
- langfristige Verfügbarkeit und Preisstabilität,
- hohe Streckgrenze, dynamische Belastbarkeit,
- niedriges Gewicht, geringer Raumbedarf,
- hohe Dehnung (> 10 %), kein Bruch bei Überlastungen,
- Steinschlag-, Salzwasserfestigkeit, Korrosionsbeständigkeit,
- möglichst viele Serienreferenzen.

3.7.2.5 Werkstoffe für Fahrwerkslenker

Die Werkstoffe, welche die genannten Anforderungen erfüllen sind Gusseisen, Stahl und Aluminium. Titan und Magnesium sind als Lenkerwerkstoff denkbar, aber nicht im Serieneinsatz [68]. In der Zukunft könnten auch Faserverbundkunststoffe oder eine Hybridbauweise (Stahlblech-Kunststoff) interessant werden [69] (**Tabelle 3-1**).

Stahl als Werkstoff für Lenker

Die meisten Lenker sind aus Stahl, weil Stahl eine hohe Festigkeit, Steifigkeit und Duktilität in sich vereint und immer noch der preisgünstigste Werkstoff ist. Nachteil ist die hohe spezifische Dichte. Stahl wird meist als Blech eingesetzt, gefolgt von Stangen- und Blockmaterial zum Schmieden oder zum Gießen und seltener als Rohr und kaum als Profil.

- meistbenutzte Stahlblechsorten für Blechlenker: S355MC, S420MC, S500MC
- meistbenutzte Stahllegierungen zum Schmieden: 30MnVS6+P, 38MnVS6+P, C35E
- meistbenutzte Stahlsorten als Rohr oder Profil: St 52, S355J2G3
- meistbenutzte Stahllegierungen zum Gießen: EN-GJS-400, G17CrMo5-5

Aluminium als Werkstoff für Lenker:

Aluminium ist der Leichtbauwerkstoff und als solcher bestens bekannt. Aluminium ist dann zu empfehlen, wenn Leichtbau im Vordergrund steht, weil dessen Kilopreis ca. 3-mal höher ist als Stahl und in den Börsennotierungen stark schwankt. Aluminium wird aus Stangen-/Blockmaterial geschmiedet, als Massel gegossen oder als stranggezogenes Rohmaterial und als Blech eingesetzt. Typische Beispiele sind die mehr als 30 % Gewichtseinsparung der 5er BMW-Hinterachse oder der Audi-Vorderachse durch konsequente Substitution von Stahl durch Aluminium.

Aluminium lässt sich sehr gut gießen, schmieden, exzellent strangpressen und durch Walzen in jeder Blechform herstellen. Es ist schweißbar, aushärtbar, stanz- und tiefziehbar, d.h. für alle Blechbearbeitungsverfahren sehr gut geeignet. Alle bekannten Fertigungsverfahren bilden deshalb für Aluminium keine Einschränkung. Aluminium ist leicht, korrosionsbeständig und gut spanabgebend bearbeitbar.

Tabelle 3-1: Repräsentative Eigenschaften der 5 wichtigsten Werkstoffgruppen im Grobvergleich

	Stahl	GGG	Titan	Al	Mg	Kunststoff
Streckgrenze in N/mm^2	1000	400	750	250	180	50–800
Dehnung in %	10–20	2–6	6–12	6–12	4–10	1–4
E-Modul in N/mm^2	210 000	150 000	120 000	70 000	45 000	10 000–100 000
Dichte in g/cm^3	7,8	7,3	5,3	2,7	1,8	1–2,5
Temperatur in °C	1000	700	750	350	200	80–120
Preis in €/kg	1	0,8	40	2,2	2,5	2–10
Preis/Nutzen in %	100	90	2000	250	500	80–200

Die im Fahrwerk eingesetzten Aluminiumlegierungen sind ausschließlich Si-Legierungen mit zusätzlichen Anteilen an Mg und Mn. Obwohl diese Materialien die Festigkeit der Legierungen steigern, sind Cu, Zn und Fe wegen Korrosionsgefahr unerwünscht. Durch Wärmebehandlung (T6, T5, T4) lassen sich die Dehnung und Festigkeit der Aluminiumlegierungen deutlich steigern [70].

- meistbenutzte Aluminiumschmiedelegierungen: AlMgSi1 (6061)
- meistbenutzte Aluminiumgusslegierungen: GD-AlSi12Mg, AlSi9Cu/Mg, AlSi7Mg
- meistbenutzte Aluminiumdruckgusslegierungen: AlSi10Mg (A239), AlSi7Mg90,3 (A356), Al-Si7Mg0,6 (A357)
- meistbenutzte Aluminiumrohrlegierungen: AlMgSi1, AlMgSi0,5

Magnesium als Werkstoff für Lenker

Das Einsatzpotenzial von Magnesium konnte durch Entwicklung von korrosionsbeständigen *High-Purity*-Legierungen und durch sehr gute Gießbarkeit deutlich erweitert werden. Der Einsatz im Fahrwerk wurde bisher durch die geringe Bruchdehnung und hohe Preise verhindert. Es gibt jedoch neue Legierungen mit besseren Verformungsmöglichkeiten. Auch das Kriechverhalten bei Temperaturen von über 100 °C ist problematisch. Aktuell ist der Kilopreis der Mg-Legierungen nicht teurer als der von Aluminium.

Obwohl die meistbenutzte Mg-Legierung AZ91-HP ist, ist sie mit 3 bis 5 % Dehnung nicht fahrwerktauglich. Empfehlenswert sind AM50, AM60, AE42 von Hydro Magnesium, AJ62 von Magnesium Elektron mit höherer Dehnung.

Bisher gibt es keine Magnesiumlenker im Serieneinsatz. Möglich wäre es jedoch, die nicht sehr hoch belasteten oberen Lenker aus Magnesium herzustellen.

3.7.2.6 Herstellverfahren für Fahrwerklenker

Zur Herstellung der Lenker wird derzeit im Wesentlichen folgende Verfahren eingesetzt:

- Gießen (Kokille oder Druckguss aus Grauguss oder Aluminium / Magnesium),
- Schmieden (Stahl oder Aluminium),
- Gießen und Schmieden (Cobapress, Aluminium),
- aus Blech umformen (ziehen, biegen, stanzen) und ggf. zusammenschweißen,
- aus Rohr biegen, Innenhochdruck umformen und ggf. zusammenschweißen (IHU),
- aus Stangenmaterial kaltfließpressen und biegen (nur Stahl),
- aus stranggepresstem Aluminium mit mechanischer Nachbearbeitung,
- sinnvolle Kombinationen von einzelnen Verfahren.

Ein Grobvergleich der sechs wichtigsten Herstellverfahren zeigt **Tabelle 3-2**.

Ein Benchmark zur Auswahl des Fertigungsverfahrens aus der Praxis für Land Rover T5 Lenker und deren Realisierungen zeigen **Bild 3-279** und **3-280**. **Bild 3-281** zeigt, welche Werkstoffe für welche Herstellverfahren geeignet sind.

Im Allgemeinen gelten die folgenden Aussagen: Sind die Kosten das wichtigste Auswahlkriterium und lässt die Belastung es zu, kommt nur der einschalige Stahlblechlenker in Frage (niedrige Werkstoff- und Fertigungskosten, kein Schweißen und keine mechanische Bearbeitung). Der Nachteil besteht in der eingeschränkten Designfreiheit (**Bild 3-282**) und Belastbarkeit. Wenn die Lenker komplizierter und größer werden, werden sie aus mehreren Blechteilen zusammengeschweißt, die jedoch die Kosten erhöhen und die Zuverlässigkeit reduzieren (**Bild 3-283**).

Das Stahlblech bietet außerdem die Möglichkeit, sehr kostengünstige Blechwerkstoffe wie QSTE 380 über Feinkornstähle bis zu Ultra-hochfesten Triple-Stahlsorten (**Bild 3-284**) einzusetzen. Auch vorbeschichtete (verzinkte) oder nichtrostende Bleche stehen als Ausgangswerkstoff zur Verfügung.

Tabelle 3-2: Repräsentative Eigenschaften des 6 wichtigsten Herstellverfahrens im Grobvergleich (IHU: Innenhochdruck Umformen)

	Gießen	Thixo-Rheo	Schmieden	Strangguss	Stanzbiegen	IHU
Designfreiheit	++	++	–	––	+	–
Maßhaltigkeit	+	++	–	++	+	+
Festigkeit	–	+	++	+	+	+
Zuverlässigkeit	–	+	++	++	+	+
Werkzeugkosten	+	++	–	+	++	+
Kosten	+	–	–	–	++	+
Nacharbeit	––	++	––	–	+	++

	Stahlblech	Grauguss	Stahl-schmiede	Stahl-Rohr IHU	Aluminium schmiede	Aluminium Coba-press	Aluminium Squeeze	Aluminium kok.-Guss
Vorn oben	✓	✓	✓		✓	✓		✓
Vorn unten	✓	✓	✓		✓	✓		
Hinten oben		✓	✓	✓	✓	✓	✓	
Hinten unten	✓	✓	✓		✓	✓	✓	

Bild 3-279: Lenker-Machbarkeitsuntersuchung [66]



Bild 3-280: 4 Ausführungen für oberen Lenker [66]



Bild 3-282: Kostengünstigster Lenker, einschalig aus Stahlblech mit integriertem Kugelgelenkgehäuse.



Bild 3-283: Lenker aus Stahl, mehrteilig geschweißt

URFORMEN

VERFAHREN VERSUS WERKSTOFF MATRIX	SANDGUSS: SCHWERKRAFT	KOKILLENGUSS: SCHWERKRAFT	POREFREE	NIEDERDRUCK	GEGENDRUCK	VACUUM-VACURAL	VRC/ PRC	DRUCKGUSS: SPRITZGUSS	DRUCKGUSS	PORALGUSS	SQUEEZE CAST	THIXO aus BILLET	THIXO on DEMAND
GUSSEISEN	* Gut geeignet	* Stand der Technik		* Gut geeignet	* Gut geeignet								
STAHL	* ungeeignet	* ungeeignet											* ungeeignet
EDELSTAHL													
ALUMINIUM	* möglich	* Stand der Technik	* möglich	* Stand der Technik	* Stand der Technik	* Stand der Technik	* Gut geeignet		* ungeeignet	* Gut geeignet	* Stand der Technik	* Gut geeignet	* Gut geeignet
MAGNESIUM	* ungeeignet	* möglich		* ungeeignet	* ungeeignet		* ungeeignet	* möglich	* Gut geeignet		* ungeeignet	* möglich	* möglich
KUNSTSTOFF		* möglich						* Stand der Technik					

UMFORMEN

VERFAHREN VERSUS WERKSTOFF MATRIX	SCHMIEDEN: aus KNÜPPEL	aus STRANGPROFIL	aus GUSSTEIL	THIXO aus BILLET	EXTRUDIEREN: SÄGEN	STANZEN/ZIEHEN: EINTEILIG	MEHRTEILIG	BIEGEN/STANZEN: MECHANISCH	INNENHOCHDRUCK
GUSSEISEN					* möglich				
STAHL	* Stand der Technik			* ungeeignet	* Gut geeignet	* Stand der Technik	* Stand der Technik	* Stand der Technik	* Gut geeignet
EDELSTAHL						* Gut geeignet	* Gut geeignet	* Gut geeignet	* Gut geeignet
ALUMINIUM	* Stand der Technik	* Stand der Technik	* Stand der Technik	* möglich	* Stand der Technik	* Gut geeignet	* Gut geeignet	* Gut geeignet	* Gut geeignet
MAGNESIUM									
KUNSTSTOFF					* möglich	* möglich	* möglich		

LEGENDE: nicht möglich; * ungeeignet; * möglich; * Gut geeignet; * Stand der Technik

Bild 3-281: Eignung der Werkstoffe für verschiedene Herstellverfahren

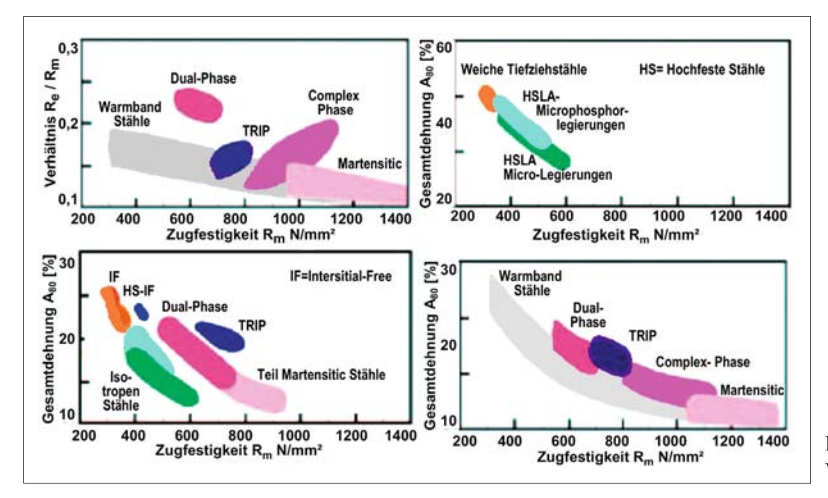


Bild 3-284: Vielfalt der Stahlsorten



Bild 3-285: Lenker aus Stahlblech und Aluminium

Für Aluminium entscheidet man sich, wenn Gewichtsparen im Vordergrund steht, was bezüglich der ungefederten Massen von besonderer Bedeutung ist. Das zuverlässigste und von der Festigkeit her beste Verfahren ist das Schmieden. Der Kristallaufbau der geschmiedeten Bauteile ist besonders gut und frei von Lunkern und verleiht deshalb hohe Festigkeiten und Dehnungsgrenzen. Außerdem können die Teile durch die nachträgliche Wärmebehandlung in ihren Eigenschaften deutlich verbessert werden. Für das Schmieden sind Stahl und Aluminium sehr geeignet. Nachteilig ist die wegen der größeren Herstelltoleranzen und eingeschränkten Designfreiheit notwendige umfangreiche und kostspielige mechanische Bearbeitung der Rohteile (**Bild 3-285**).

2-Punkt-Lenker

Für die einfachen 2-Punkt-Lenker (**Bild 3-286** zeigt mehrere Varianten) ohne Versatz, die nur auf Zug bzw. Druck belastet werden, ist ein einteiliges Blech die kostengünstigste Alternative. In die eingezogenen Kragen an beiden Enden werden das Kugelgelenk oder das Gummilager eingepresst. Für Längen über 200 mm ist ein einteiliger Blechlenker wegen der Knickgefahr in der Blechdicke deutlich zu verstärken und wird zu schwer und teurer. Hier ist ein geschlossener Querschnitt (z.B. Rohr oder zwei U-Profile, die an den Schenkeln zusammengeschweißt sind) kostengünstiger. Profile aus Aluminium statt Stahl bringen, wenn nur Zug-/Druckkräfte herrschen, kaum einen Gewichtsvorteil, weil die um 1/3 niedrigere Dichte des Aluminiums durch die 1/3 niedrigere Belastbarkeit ausgeglichen wird. **Bild 3-287** zeigt einen Lenker aus Aluminium mit integriertem Kugelgehäuse und **Bild 3-288** einen aus zwei Metallhälften und integriertem Hülsengelenk, die mit Laser zusammengeschweißt sind.

Wenn der 2-Punkt-Lenker einen Versatz oder eine Bogenform hat, wie bei es bei oberen Querlenkern von Hinterachsen der Fall sein kann, dann entstehen zusätzlich Biegekräfte (**Bild 3-289**). In diesem Fall ist ein T-Profil aus Stahlblechen die kostengünstigste Alternative. Zwei dicke Bleche mit angeschweißten Rohren an den Enden können billiger herstellbar sein, als eine zweiteilige, getorxte Alternative mit Gewichtsersparnis.



Bild 3-286: Gerade 2-Punkt-Lenkervarianten: 1) Aluminium geschmiedet, 2) Stahlrohr, Enden geschweißt, 3) Stange, Enden geschweißt, 4) 2-Blechteile, ineinander gepresst, 5) 4-kt-Rohr, mit IHU hergestellt



Bild 3-287: Gerader 2-Punkt-Lenker aus Alublech [66]

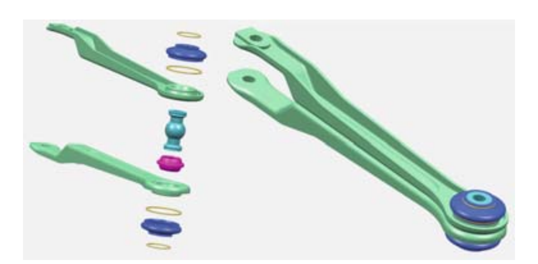


Bild 3-288: Gerader 2-Punkt-Lenker aus zwei Teilen, zusammengeschweißt mit integriertem Hülsengelenk

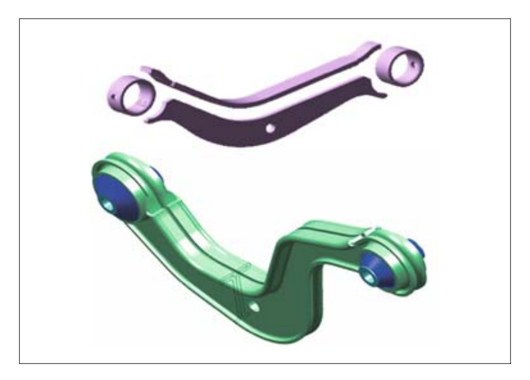


Bild 3-289: Gebogene 2-Punkt-Stahllenker: konventionell vierteilig geschweißt und zweiteilig getorxed [66]

Für einfache Biegegeometrien kann auch ein Rohrprofil aus Stahl, gebogen in Biegeautomaten, eine kostenneutrale aber gewichtsreduzierte Alternative bilden. Bei der Rohrvariante müssen die Rohrenden flachgedrückt werden, um die Gummilager bzw. Kugelgelenkpatronen einpressen zu können (**Bild 3-290**). Wenn statt einem Rund- ein Vierkantrohr benutzt wird, kann dieser Arbeitsgang entfallen.
Wenn die Biegelinie räumlich kompliziert ist, lässt sich diese Form (**Bild 3-291**) am bestens durch Schmieden realisieren (beim Guss Entformungsprobleme und Lunkergefahr an Stellen mit Materialanhäufung). Einen Auswahlkatalog für 2-Punkt-Lenker zeigt **Bild 3-292**.



Bild 3-290: 3-Punkt-Lenker aus einem Rohr gebogen



Bild 3-291: 2-Punkt-Aluminium-Schmiede-Lenker räumlich, gebogen (Vorderachse BMW, Vorderachse AUDI) [66]

GLIEDERUNGSTEIL					HAUPTTEIL	ZUGRIFFSTEIL													
WERKSTOFF	HAUPT VERFAHREN	HERSTELLPROZESS	EINZELTEILEZAHL	LF. NUMMER		RELATIV-GEWICHT	FESTIGKEIT	DAUERFESTIGKEIT	DEHNUNG	OBERFLÄCHENGÜTE	PLATZBEDARF	DESIGN FLEXIBILITÄT	TOLERANZEN	PROZEßSICHERHEIT	ROHTEILKOSTEN	FERTIGTEILKOSTEN	WERKZEUGKOSTEN	SERIENEINSATZ
STAHL	Verbinden	Schweis.	Mehr	1	3-teilig geschweißt	100	4	3	3	2	groß	mittel	2	mittel	80	90	180	5
	UMFORMEN	Schmieden	Ein	2	Stahlschmiede	100	5	5	5	1	gering	gering	2	sehr hoch	100	100	100	2
		S/Z	Ein	3	Einteilig Blech	80	4	4	4	3	groß	mittel	3	hoch	40	40	300	2
			Mehr	4	Mehrteilig Blech	75	4	3	3	2	mittel	mittel	2	hoch	60	60	400	2
		Biegen	Ein	5	Biege Lenker	90	3	3	4	3	mittel	gering	3	hoch	50	60	150	2
		IHD	Ein	6	Hydroformed Rohr	70	4	5	4	3	mittel	gering	3	hoch	85	85	500	1
ALUMINIUM	Urform	Druckguß	Ein	7	Alu Druckguß	75	3	3	2	4	mittel	sehr groß	5	hoch	50	50	300	4
	UMFORMEN	Schmieden	Ein	8	Alu-schmiede	70	4	4	4	3	mittel	gering	3	sehr hoch	140	130	150	3
		Extrudieren	Ein	9	Extr Profil	70	4	4	4	4	mittel	sehr gering	3	hoch	85	80	60	2
		S/Z	Ein	10	Einteilig Blech	65	3	3	3	3	sehr groß	mittel	3	mittel	60	60	300	1
			Mehr	11	Mehrteilig Blech	65	3	2	2	3	groß	mittel	2	mittel	70	75	400	1
		IHU	Ein	12	Hydroformed Rohr	60	3	4	3	3	mittel	sehr gering	3	hoch	80	90	500	1

Bild 3-292: Auswahlkatalog für 2-Punkt-Lenker [71]

3-Punkt-Lenker

Die kostengünstigste Möglichkeit einen Lenker ohne mechanische Bearbeitung, ohne Oberflächenbeschichtung herzustellen, besteht im Kunststoffspritzgießen aus Werkstoff PA mit langen Glasfasern (**Bild 3-293**). So ein Lenker wird wohl wegen den ungenügenden mechanischen Eigenschaften der z.Z. verfügbaren Kunststoffe nie in Serie gehen: Sie haben eine sehr niedrige Dehngrenze (2 bis 4 %) und eine starke Abhängigkeit vom Temperatur (über 80 °C fangen sie an, auch ohne Überlastung zu kriechen).



Bild 3-293: 3-Punkt-Lenker aus Kunststoff [66]

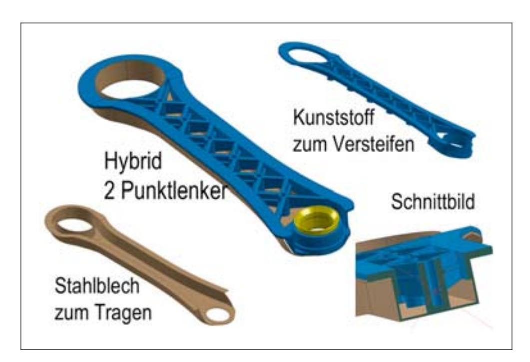


Bild 3-294: Hybridlenker aus Kunststoff und Blech [66]



Bild 3-295: 3-Punkt-Lenker aus einschaligem Blech mit integriertem Kugelgelenk [66]

Diese Nachteile des Kunststoffs lassen sich mit einem Hybrid-Lenker beseitigen (**Bild 3-294**): Ein dünnes Blechträgerteil übernimmt die Zug-/Druckkräfte und sorgt bei Überlastung für die notwendige plastische Deformation ohne gleich zu brechen. Der umspritzte Kunststoff sorgt für die nötige Steifigkeit und Aufnahmen für das Kugelgelenk und Gummilager.

Die kostengünstigste Lösung ist immer noch ein Lenker aus einschaligem Stahlblech mit eingeschweißter Kugelgelenkpatrone (**Bild 3-295**). Die Aufnahmeringe für die Gummilager kann man auch ins Blech integrieren, um die Kosten weiter zu reduzieren.

Wenn der Lenker größer wird (über 300 mm) und die Kräfte steigen, kann eine einteilige Blechlösung die Anforderungen nicht mehr erfüllen. Bei solchen Längen steigt die notwendige Blechdicke über 4 mm (schwierige Umformung, hohes Gewicht) und muss auch an den Stellen, an denen die Spannungen nicht so groß sind, eingesetzt werden. In solchen Fällen werden die Lenker aus mehreren Einzelblechen zusammengeschweißt, die in unterschiedlichen Blechdicken vorher tiefgezogen und gestanzt werden. Als zusätzlicher Kostenfaktor kommen hier die Schweißkosten (ca. 2 € pro laufendem Meter) hinzu. Bei diesem Verfahren hat man außerdem den Vorteil, geschlossene Querschnitte zu realisieren. Zu beachten sind jedoch auch die hohen Werkzeugkosten, weil für jedes einzelne Teil ein Werkzeug benötigt wird und das Zusammenschweißen ohne Sondervorrichtungen und Roboter wirtschaftlich nicht möglich ist. So sind Gesamtwerkzeugkosten bis zu einer halben Million € für einen komplizierten Blechlenker keine Seltenheit, die über den Teilepreis amortisiert werden müssen. **Bild 3-296** zeigt einen unteren Blechlenker, zusammengeschweißt aus 7 Einzelteilen (Toyota Corolla). Durch die Teileintegration lassen sich jedoch die Anzahl der Einzelteile bis auf 4 reduzieren (**Bild 3-298**).

Einen Auswahlkatalog für einen 3-Punkt-Lenker zeigt **Bild 3-297**.

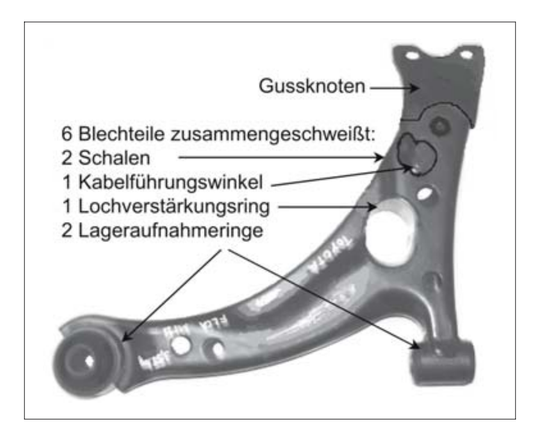


Bild 3-296: 3-Punkt-Lenker aus 6 Blechteilen und einem Gussknoten zusammengeschweißt

GLIEDERUNGSTEIL					HAUPTTEIL	ZUGRIFFSTEIL												
WERKSTOFF	VERFAHREN	HERSTELL PROZESS	EINZEL TEILEZAHL	LF.-NUMMER		RELATIV-GEWICHT	FESTIGKEIT	DAUER FESTIGKEIT	DEHNUNG	OBERFLÄ-CHENGÜTE	PLATZ BEDARF	DESIGN FLEXIBILITÄT	TOLE RANZEN	PROZESS SICHERHEIT	ROHTEIL KOSTEN	FERTIGTEIL KOSTEN	WERKZEUG KOSTEN	SERIEN EINSATZ
STAHL	Ur-form en	Sand-guss	Ein	1	Grauguss	125	2	2	2	1	groß	mittel	1	gering	80	80	100	2
		Kokillen guss	Ein	2	Stahlguss	110	4	3	3	2	groß	mittel	2	mittel	90	90	180	1
	UMFORMEN	Schmied en	Ein	3	Stahlschmiede	100	5	5	5	2	gering	gering	1	sehr hoch	100	100	100	4
		Stanzen und Ziehen	Ein	4	Einteilig Blech	90	4	4	4	4	groß	mittel	4	hoch	55	50	300	2
			Mehr	5	Mehrteilig Blech	80	4	3	4	3	mittel	mittel	3	hoch	65	60	400	5
		Biegen	Ein	6	Biege Lenker	100	4	4	4	3	mittel	gering	3	hoch	50	60	150	2
		IHD	E/M	7	Hydroformed Rohr	75	4	4	4	4	mittel	gering	4	hoch	100	90	500	1
EDELS TAHL	Um form en	Stanzen und Ziehen	Ein	8	Einteilig Niro-Blech	80	4	5	4	4	groß	mittel	4	hoch	75	70	300	1
			Mehr	9	Mehrteil.Niro-Blech	70	4	4	4	3	mittel	mittel	3	hoch	85	80	400	1
ALUMINIUM	URFORMEN	Sand-guss	Ein	10	Alu Sandguss	70	1	1	1	2	sehr groß	mittel	1	sehr gering	150	140	100	2
		Kokillen guss	Ein	11	Alu Kokillenguss	65	2	1	3	3	sehr groß	mittel	3	mittel	150	140	180	2
		Druck-guss	Ein	12	Alu Druckguss	60	3	2	4	4	mittel	sehr groß	5	hoch	130	120	300	3
	Ur.+ Um.	Kokillen guß	Ein	13	Coba-Press	65	3	2	4	4	mittel	gering	4	sehr hoch	140	130	250	2
	UMFORMEN	Schmied en	Ein	14	Alu-Schmiede	65	4	3	4	5	mittel	gering	3	sehr hoch	200	180	150	4
		Extru-dieren	Ein	15	Extrudiertes Profil	65	4	3	4	5	mittel	sehr gering	4	hoch	140	120	100	1
		Stanzen und Ziehen	Ein	16	Einteilig Blech	75	3	2	3	4	sehr groß	mittel	4	mittel	120	110	300	1
			Mehr	17	Mehrteilig Blech	70	3	2	3	3	groß	mittel	3	mittel	140	130	400	1
		IHU	E/M	18	Hydroformed Rohr	60	4	3	3	4	mittel	sehr gering	4	hoch	160	150	500	1

Bild 3-297: Auswahlkatalog für einen 3-Punkt-Lenker [71]



Bild 3-298: 3-Punkt-Lenker aus vierteilig geschweißtem Blech mit integrierten Gelenken

Traglenker stützen zusätzlich Feder-/Dämpferkräfte ab. Diese Kräfte wirken senkrecht zu den radialen Gelenkkräften und sind deutlich höher als Radialkräfte. Es entstehen im Lenker hohe Biege- und Torsionsbelastungen. Die Traglenker werden meist als Stahlschmiedeteil hergestellt, weil Blechlösungen sehr große Wandstärken benötigen und die Schweißnähte für die Biegefestigkeit eine Schwachstelle darstellen.

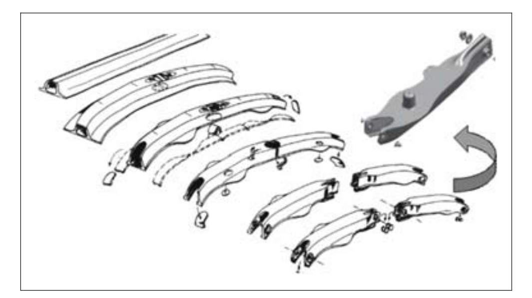


Bild 3-299: 2-Punkt-Traglenker aus stranggepresstem Aluminiumprofil (Extruform) [72]

Eine interessante Möglichkeit, Querlenker mit Federstützteller in der Mitte herzustellen, ist das „Extruform"-Verfahren [72] (**Bild3-299**). Hier wird ein stranggepresste Aluminiumprofil als Rohteil eingesetzt. Nach einigen Schnitt und Biegeoperationen wird das Teil in seine Endform gebracht.
Dieses Verfahren ist (wenn die Geometrie es zulässt) nicht nur wettbewerbsfähig, sondern ist auch sehr gewichtssparend. Ein Kosten- und Gewichtsvergleich dieses Verfahrens gegenüber den Stahlalternativen zeigt **Bild 3-300** [72].

Lenker-Ausführung	Raufoss Extruform		Stahl-Mehrteilig	
	Alu [kg]	Preis[€]	Stahl [kg]	Preis[€]
	1,4	9,5	2,6	6,5
	1,6	10	2,3	6
	1,6	10	3.0	6,5

Bild 3-300: Benchmark 2-Punkt-Traglenker, Richtpreise auf der Basis von 2002, für 1 Mio. Stk./Jahr [72]

Großflächige Mehrpunkt-Lenker

Wenn die Lenkerform größer und komplizierter wird, wird das Schmieden unrentabel. Dann wird das Gießen, das große Freiheiten in der Formgebung zulässt, interessant. Gusseisen als Gusswerkstoff hat sich für die Pkw-Lenker nicht bewährt, weil der Gusslenker zu schwer wird und mit Lunkergefahr behaftet ist. Aluminium dagegen kann hier interessant werden, weil es sich gut gießen lässt und durch Wärmebehandlung seine Festigkeitswerte deutlich steigern lässt. Der Lunker- und Rissgefahr kann jedoch nur durch eine kostspielige 100 % Kontrolle vorgebeugt werden. Für solche Teile ist das Cobapress-Verfahren zu empfehlen (**Bild 3-301**). Hier wird das Teil zuerst in der Kokille gegossen und dann geschmiedet. Das Schmieden verbessert die Gefügestruktur, und die inneren Lunker werden durch Zusammendrücken eliminiert bzw. deutlich verkleinert [73]. Ein Kostenvergleich bekannter Herstellungsverfahren für Aluminiumlenkern gibt das **Bild 3-302** als Beispiel wieder [72].

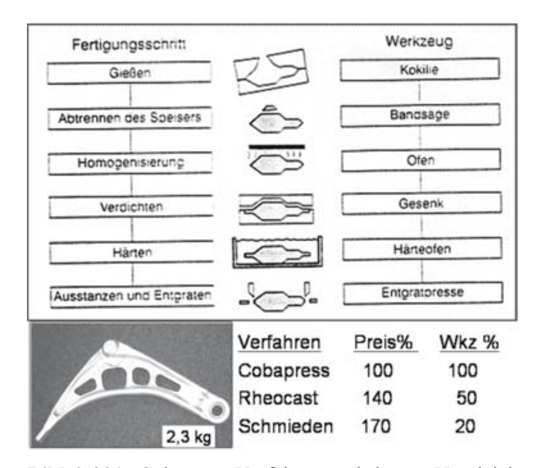


Bild 3-301: Cobapress-Verfahren und dessen Vergleich mit Rheocast und Schmieden

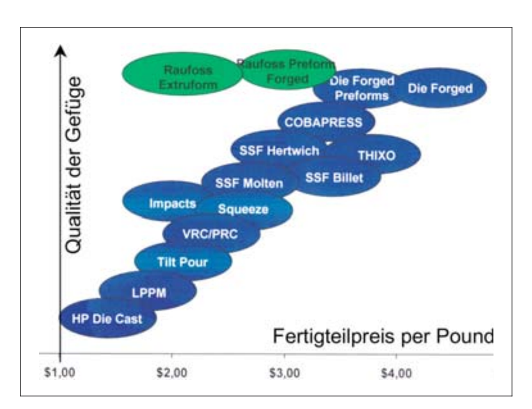


Bild 3-302: Vergleich der Herstellungsverfahren für Aluminiumlenkern [72]

Mehrpunkt-Lenker mit Torsionsbelastung

Wenn ein Lenker auf Torsion belastet wird (wie es bei den Trapezlenkern der Fall ist), muss er einen geschlossenen Hohlquerschnitt haben. Dies kann durch mehrteilige Bleche, die zusammengeschweißt werden, kostengünstig erreicht werden, jedoch mit den bekannten Gewichtsnachteilen.

Hierzu bietet das Innen-Hochdruck-Umformverfahren (IHU) eine Alternative: Das Rohr bildet das Halbzeug, das geschnitten, gebogen, gedrückt und in ein Formwerkzeug eingelegt wird. Das Werkzeug wird geschlossen und mit sehr hohen Schließkräften zusammen gehalten. Dann wird das Rohr von innen mit Wasser bis auf 2000 bar aufgedrückt. Der hohe Druck dehnt das Rohr bis es zum Anliegen an die Innenkontur des Formwerkzeugs kommt und nimmt dessen Form an. Das IHU kann eine kostengünstige Alternative für größere, komplizierte Lenkergeometrien oder Hilfsrahmen sein, wenn diese nur mit wenigen Rohrschnitten darstellbar sind (**Bild 3-303**).

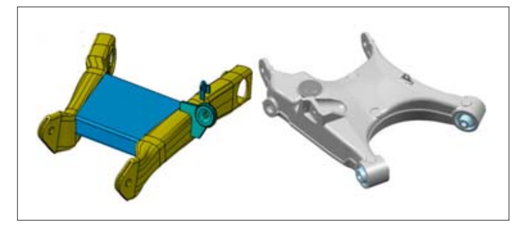


Bild 3-303: IHU und Aluminiumniederdruckguss mit Kernen für großflächige Trapezlenker

3.7.2.7 Herstellverfahren für Aluminiumlenker

Fertigungsverfahren für Lenker aus Aluminium sind Schmieden, Kokillen- und Druckgießen, Strangpressen, Stanzen/Ziehen und IHU-Biegen.

Schmieden ist z.Z. das sicherste Verfahren mit den höchsten Festigkeits- und Dehnungswerten. Solange

die Nachteile wie hohe Kosten, große Toleranzen, große Entformungsschrägen, Formgebungseinschränkungen, mechanische Nachbearbeitung und Trenngrat vertretbar sind, ist es allen anderen Verfahren vorzuziehen (**Bild 3-304**).

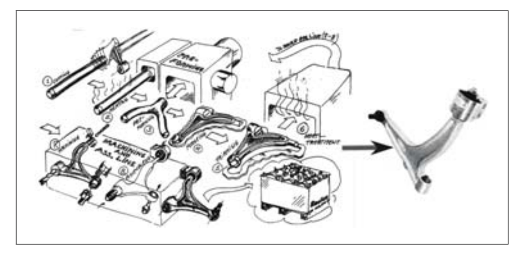


Bild 3-304: Schmiedeprozess für 3-Punkt-Lenker [72]

Cobapress (Schwerkraft-, Kipp-, Kokillengießen mit anschließendem Schmieden) kombiniert die einfache Gießbarkeit von komplizierten Formen mit der Zuverlässigkeit des Schmiedens. Wegen der Nutzung der Gusslegierungen liegen die Festigkeitswerte ca. 10 % unter denen von Schmiedeteilen [73]. Cobapress ist bei großen, komplizierten Teilen dem Schmieden vorzuziehen (**Bild 3-301**).

Druckguss in Thixo-/Rheo-Zustand ist das optimale Verfahren wegen des homogenen Kristallaufbaus, seiner Legierungsvielfalt sowie der guten Festigkeits- und Dehnungswerte. Die Verfahren sind jedoch noch nicht voll prozesssicher und Serienanwendungen nicht weit verbreitet (**Bild 3-305**).

Druckguss als Squeezecast ist das alt bekannte Aluminiumdruckgussverfahren für Fahrwerksanwendungen mit den meisten Serienanwendungen. Lunkerfreiheit und gute Gefüge werden durch Nachdrücken beim Erstarren erreicht. Hohe Kosten und Lunkergefahr verhindern jedoch den bedenkenlosen Einsatz wie beim Schmieden.

Druckguss als Vacuralguss, Poralguss sind firmenspezifischen Verfahren, die keine allgemeine Durchdringung gefunden haben.

Kokillenguss und **Sandguss** sind wegen der Lunkergefahr und den langen Zykluszeiten (hohe Gießkosten) zu vermeiden. Zu empfehlen ist es nur für Hohllenker.

Lenker aus Aluminiumblech sind nur in wenigen Sonderfällen wirtschaftlich herstellbar,

Stranggepresste Lenker sind immer dann zu empfehlen, wenn die Lenkergeometrie eine Herstellung ohne Nacharbeit außer Sägen und Lochen zulässt.

Da die Kosten fast immer das wichtigste Entscheidungskriterium sind, sind sie im voraus überschlägig zu berechnen. Die Gesamtkosten bestehen aus Materialkosten (Einsatz- und Ausschussgewicht mal Kilopreis), Fertigungskosten, Kosten für die mechanische Nachbearbeitung und die Oberflächenbeschichtung. Dazu sind die Gemeinkosten, Logistikkosten sowie Sonderkosten und Gewinn zu addieren. Es ist einfacher, diese bei den Zulieferern anzufragen, vorausgesetzt, dass optimierten Bauteilzeichnungen zur Verfügung stehen und bei bestimmten Herstellverfahren notwendige zusätzliche Bearbeitungs- und Oberflächenbehandlungskosten nicht vergessen werden. Außerdem ist damit zu rechnen, dass während der Entwicklung oft unvermeidliche Änderungen auftreten, die dann fast immer mit Mehrkosten verbunden sind. In **Bild 3-307** [74] sind unterschiedliche Fertigungsverfahren für Aluminiumlenker mit ihren typischen Merkmalen gegenübergestellt.

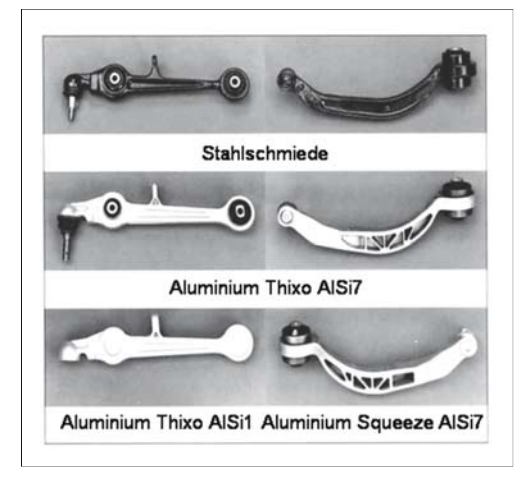


Bild 3-306: Schmiede und Aluminiumdruckguss [66]

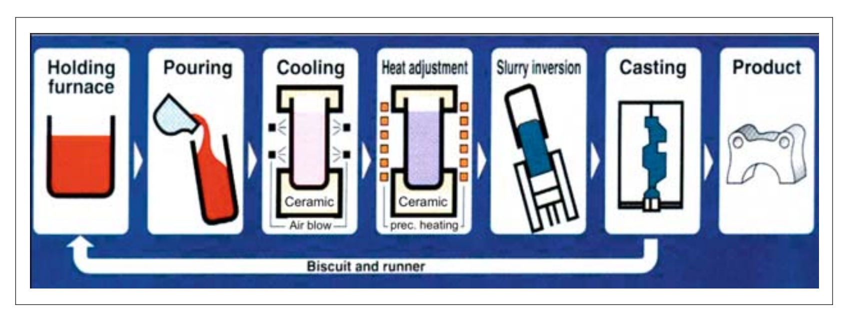


Bild 3-305: Aluminium Rheocast Prozessschritte [74]

GLIEDERUNG		FLÜSSIG				HALBFEST		FEST
MERKMALE		Squezee casting	Vakuum guss	Druck-guss	Kokillen-guss	Rheo-casting	Thixo casting	Schmie-den
QUALITÄT	Kristallstruktur	Dendrit	Petal	Petal	Dendrit	Globular	Globular	Länglich
	Schrumpfung	★★★☆☆	★★☆☆☆	★★☆☆☆	★★★☆☆	★★★★★	★★★★★	★★★★★
	Blasenbildung	★★★☆☆	★★★☆☆	★☆☆☆☆	★★★☆☆	★★★★☆	★★★★☆	★★★★★
	Segration	★★☆☆☆	★★★☆☆	★★★☆☆	★★★☆☆	★★★★☆	★★★★☆	★★★★★
	Wärme Rißbildung	★★☆☆☆	★☆☆☆☆	★☆☆☆☆	★★★☆☆	★★★★★	★★★★★	★★★★★
	Fließbarkeit	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★☆☆	★★★☆☆	★★☆☆☆	☆☆☆☆☆
	Oxidation	★★☆☆☆	★★★☆☆	☆☆☆☆☆	★★☆☆☆	★★★★★	★☆☆☆☆	★★★★★
	Mech. Eigenschaften	★★★☆☆	★★☆☆☆	☆☆☆☆☆	★★☆☆☆	★★★★☆	★★★☆☆	★★★★★
TEILE	Dünne Wände	★★★☆☆	★★★★★	★★★★★	★★☆☆☆	★★★★☆	★★☆☆☆	☆☆☆☆☆
	Dicke Wände	★★★☆☆	★☆☆☆☆	☆☆☆☆☆	★★★☆☆	★★★★★	★★★★★	★★★★★
	Wärmebehandlung	ja	ja	nein	ja	ja	ja	ja
	Knetlegierungen	☆☆☆☆☆	☆☆☆☆☆	☆☆☆☆☆	☆☆☆☆☆	★★★☆☆	★★★★☆	★★★★★
KOSTEN	Materialkosten	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★☆☆☆	★★★☆☆
	Gießzyklus	★★☆☆☆	★★☆☆☆	★★★★★	★★☆☆☆	★★★★☆	★★★★☆	★☆☆☆☆
	Wkz. Lebensdauer	★★☆☆☆	★★★☆☆	★★★☆☆	★★★☆☆	★★★★★	★★★★★	☆☆☆☆☆
	Maßgenauigkeit	★★★★☆	★★★★☆	★★★★☆	★★☆☆☆	★★★★★	★★★★★	☆☆☆☆☆
	Prozessstabilität	★★★★★	★★★☆☆	★★★★★	★★★★★	★★★★☆	★★☆☆☆	★★★★★
	Gesamtteilekosten	★★★☆☆	★★★★☆	★★★★★	★★★★☆	★★★★★	★☆☆☆☆	☆☆☆☆☆

LEGENDE

Exzellent ★★★★★

Sehrgut ★★★★☆

Gut ★★★☆☆

Mittel ★★☆☆☆

Schlecht ★☆☆☆☆

Nicht möglich ☆☆☆☆☆

Bild 3-307: Auswahlkatalog für die Herstellverfahren für Aluminiumlenker [74]

3.7.2.8 Auslegung und Optimierung der Lenker

Die Konstruktion des Lenkers startet mit den bereits bekannten Umfängen wie Hardpoints, Lenkerart, Gelenkarten, Kräfte, Steifigkeiten und zur Verfügung stehendem Freiraum. Zuerst werden das CAD-Modell des Freiraums und die Krafteinleitungspunkte übernommen, mit den Kräften ergänzt und Werkstoffwerte eingegeben. Die FEM-Software zur Topologieoptimierung ermittelt die optimale Materialverteilung (**Bild 3-308**), damit überall die gleichen Steifigkeiten herrschen. Dieses Modell wird an die Besonderheiten des gewählten Herstellverfahren angepasst, nach Spannungsverteilung berechnet, shapeoptimiert und nach Betriebsfestigkeit überprüft (ausführliche Erklärung s. Abschnitt 6.5.1.1). Nach dieser durchgängig mit dem Rechner unterstützten Auslegung kann man davon ausgehen, dass das Teil sein minimales Gewicht erreicht hat, vorausgesetzt die Eingaben (z.B. die geforderten Steifigkeiten, Krafteinleitungen, gewählter Werkstoff und Herstellverfahren) waren richtig.

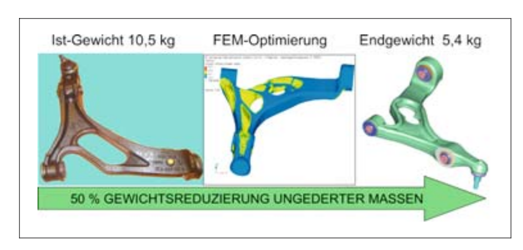


Bild 3-308: Optimierung des Lenkergewichts [66]

Da sich der Lenker mit dieser Methode sehr schnell auslegen lässt, kann man das Verfahren für mehrere Werkstoffe und Herstellungsvarianten wiederholen, um auch die richtige Auswahl zu treffen.

3.7.2.9 Integration der Gelenke an den Lenker

Die Gummilager mit Metallaußenring werden immer in die Bohrungen der Lenkergehäuse eingepresst. Bei den Blechlenkern handelt es sich entweder um Stahlringe, die am Lenker angeschweißt sind oder um konzentrische Ausstanzungen mit Kragen. Wichtig ist, dafür zu sorgen, dass beim Schweißen die Ringe nicht oval werden, indem die durch Aufwärmung bedingte Formänderung des Ringes vorgehalten wird (die Ausgangsform des Ringes ist oval). Beim Schmiede- oder Gusslenker müssen die Aufnahmebohrungen mechanisch bearbeitet werden.

Die Funktion des Gummilagers ist nur dann gesichert, wenn die Drehbewegungen im Gummi stattfinden. D.h., die Innenhülse darf sich in ihrer Aufnahme nicht drehen. Da die Verbindung zwischen Innenhülse und Befestigungsaugen eine Reibverbindung ist, muss die Schraubenanziehkraft hoch genug und die Klemmfläche groß genug sein und sich parallel an die Stirnflächen der Innenhülse anlegen (Lagetoleranzen).

Eine wichtige konstruktive Entscheidung ist, ob das Gummilager, wie oben beschrieben, in den Lenker eingepresst oder zwischen zwei Laschen des Achsträgers geschraubt wird (**Bild 3-309**). Hinsichtlich ihrer Funktion sind beide Ausführungen gleichwertig. Da

aber die Aufspannflächen plan sein müssen und mit kleiner Toleranz (±0,1 mm) parallel zueinander laufen müssen, ist bei gegossenen oder geschmiedeten Teilen eine aufwändige mechanische Bearbeitung unerlässlich [65]. Außerdem wirkt die Steifigkeit der Aufnahmeaugen beim Zusammenziehen von steifen Wangen als funktionsstörend. Diese Nachteile haben die Blechteile nicht. Deshalb sind die Gummilager stets in die gegossenen oder geschmiedeten Bauteile einzupressen und die Befestigungslaschen an den Bauteilen aus Blech oder parallellaufenden Profilen vorzusehen (**Bild 3-309**).

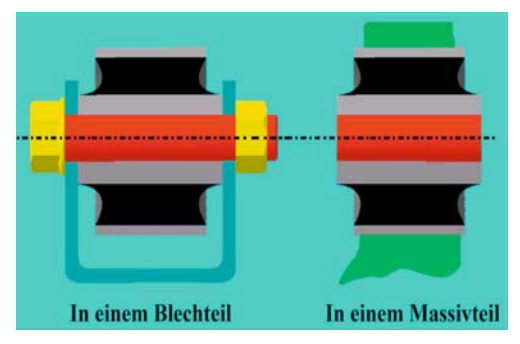


Bild 3-309: Gummilageranbindungen

Für die Kugelgelenke gibt es die Möglichkeit, das Gelenk mit seinem Flanschgehäuse am Lenker anzuschrauben oder zu vernieten oder das Gelenk mit einem Topfgehäuse einzupressen (**Bild 3-332**). Neuerdings ist es auch möglich, das Kugelgelenk durch Laserschweißen mit dem Lenker zu verbinden; die entstehende Wärme ist nur lokal und so niedrig, dass die Funktion des Kugelgelenkes dadurch nicht beeinträchtigt wird (**Bild 3-295**).
Die Demontierbarkeit des Kugelgelenkes vom Lenker ermöglicht einen Austausch des Gelenkes, weil in der Regel das Gelenk schneller verschlissen wird als der Lenker. Für die kostengünstigen Fahrzeuge, die auch in den Entwicklungsländern vertrieben werden, ist die Austauschbarkeit des Gelenkes ein wichtiges Argument, um die Reparaturkosten einzuschränken.
In seltenen Fällen wird das Kugelgelenk mit Zapfen am Lenker befestigt. Das Gelenk selbst muss dann in den Radträgern integriert werden. Die zweite Möglichkeit ist der Einbau des Kugelzapfens, der Kugelschale und des Balges in den Lenker, wobei der Lenker die Gehäusefunktion übernimmt (**Bild 3-310**). Hier spricht man von „gebautem Kugelgelenk".
Abgesehen von der Nichtaustauschbarkeit hat diese Lösung mehrere Vorteile durch günstige Kosten wegen des Wegfalls der Schraubverbindung, einer Gewichtsersparnis durch Wegfall des Gelenkgehäuses, Platzersparnis um näher an die Radmittelebene zu rücken, Funktionssicherheit durch Wegfall der Schnittstellen; aber auch Umgehung von Problemen wie Wärmedehnung, Materialpaarungskorrosion, die sonst durch unterschiedliche Werkstoffe (Stahl/Aluminium) auftreten. Besonders bei Aluminiumlenkern wird die gebaute Lösung bevorzugt angewandt.



Bild 3-310: Gebautes Kugelgelenk Thixo-Lenker [66]

3.7.3 Kugelgelenk

Die Getriebeglieder sind miteinander so verbunden, dass sie dauernd in gegenseitiger Berührung gehalten werden und dabei relativ zueinander beweglich bleiben. Diese beweglichen Verbindungsstellen werden als Gelenke bezeichnet (**Bild 3-311**).

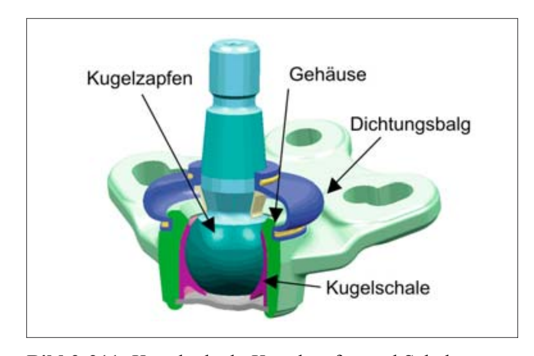


Bild 3-311: Kugelgelenk, Kugelzapfen und Schale

Zu jedem Gelenk gehören stets zwei Gelenkelemente, die eine zueinander passende zweckvolle Geometrie haben müssen, z.B. die Welle und die Lagerschale eines Gleitlagers oder im Eingriff stehenden Zähne eines Zahnradpaares. Die Gelenkelemente eines Kugelgelenkes sind der Kugelzapfen und die Kugelschale. Für das Betriebsverhalten der Gelenke sind noch weitere Merkmale wie Werkstoff, Abmessungen, Oberflächen, Tragfähigkeit, Schmierung wichtig.

3.7.3.1 Aufgabe und Anforderungen

Die Kugelgelenke erfüllen die Aufgabe, die Lenker mit dem Radträger mit drei Drehfreiheitsgraden zu verbinden, um damit die Kräfte und Bewegungen vom Radträger zum Lenker zu übertragen. Abgesehen von den

inneren Reibmomenten sind Kugelgelenkverbindungen frei von Momenten.
Die Verbindung des Lenkers zum Radträger der Vorderachse wird immer als Kugelgelenk realisiert, weil es das einzige Gelenk mit drei Drehfreiheitsgraden ist (**Bild 3-312**). Zwei Freiheitsgrade sind für den Radhub und zum Lenken des Rades notwendig und der dritte lässt Änderungen des Nachlaufs zu.

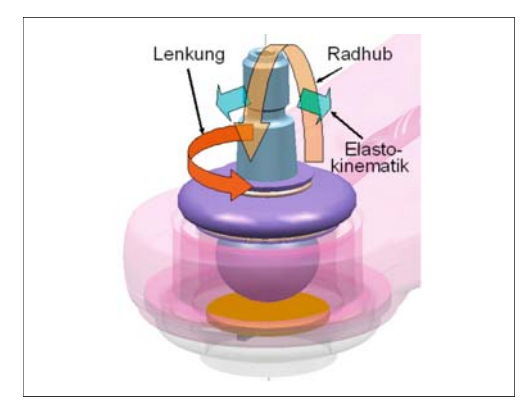


Bild 3-312: Drei Drehfreiheiten des Kugelgelenks

Wird an einem Kugelgelenk im Wesentlichen nur eine Rotationsachse ausgenutzt und die beiden anderen Drehbewegungen sind sehr klein, so kann auch ein Gummilager eingesetzt werden. Diese sind unempfindlich gegen kurzzeitige Überlastungen sowie gegen Feuchtigkeit und Korrosion und weisen eine bessere Geräuschisolation und Wartungsfreiheit auf; außerdem sind sie kostengünstiger als Kugelgelenke. Dagegen rufen beim Gummilager die Drehungen und Verschränkungen (kardanische Bewegungen) Rückstellkräfte hervor, die oft unerwünscht sind.
Die Aufgabe des Kugelgelenkes ist die Weiterleitung aller Radkräfte ohne Radmomente zum Lenker. Wegen der drei Freiheitsgrade können über ein Kugelgelenk nur Zug-, Druck- und Radialkräfte weitergeleitet werden. Dabei ist es sehr wichtig, dass das Gelenk kein freies Spiel hat (sonst kommt es zum unerwünschten Klappern) und möglichst geringe Elastizitäten zulässt, damit die Fahrdynamik des Fahrzeugs nicht verfälscht wird (direktes Fahrgefühl). Außerdem darf die Reibung (Drehmomente) im Gelenk nicht die zulässigen Werte übersteigen (nur minimale Hysterese der Radfederkennung) und während der Lebensdauer nicht unter einen vorgegebenen Wert sinken. Die Aufgaben des Kugelgelenks sind also:

- Radträger mit dem Lenkern zu verbinden,
- die Zug- und Druckkräfte weiterleiten,
- drei Rotationsfreiheiten gewährleisten.

Die wichtigsten Anforderungen an die Gelenke sind:

- niedrige Reibverluste, kein Stick-Slip-Verhalten,
- möglichst gleich bleibende Drehmomente,
- kein freies Spiel,
- wartungsfrei, sehr robust (möglichst ein Fahrzeugleben lang halten),
- hohe Kräfte übertragen (Flächenberührung),
- Zug-, Druckkräfte formschlüssig übertragen,
- möglichst kompakt und klein,
- kostengünstig herstellbar,
- Sicherheitsvorschriften (Dokumentationspflicht) erfüllen,
- Umwelteinflüssen widerstehen (Temperatur –40 bis +80 °C, Feuchtigkeit, Salz, Schmutz, Steinschlag, Korrosion).

3.7.3.2 Systematik für Kugelgelenke

Für die Radführung sind wegen der großen Tragflächen räumliche Gleitgelenke von Bedeutung. Zur Übertragung hoher Kräfte in beiden Richtungen kommt nur ein Kugelgelenk mit Flächenberührung in Frage. Er ist formschlüssig, d.h., die Kugelpfanne umschließt die Kugel. Obwohl der Drehwinkel um die Kugelzapfenachse unbegrenzt bleibt, ist er um die beiden Kippachsen auf Maximum ± 35° begrenzt.
Die Kugelanbindung nach außen wird durch drei mögliche Ausführungen realisiert (**Bild 3-313**):

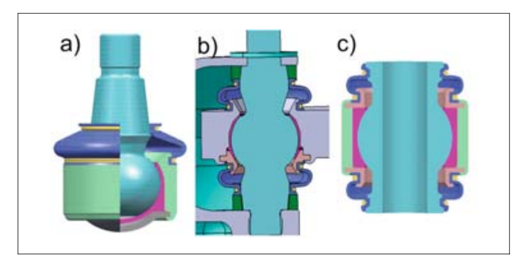


Bild 3-313: Kugelgelenkzapfenarten [66]: a) mit einem Zapfen, b) mit Doppelzapfen, c) ohne Zapfen (Hohlkugel)

Je nach der Hauptbelastungsrichtung können sie unterteilt werden in (**Bild 3-314**):

- radialbelastetes Kugelgelenk (Führungsgelenk),
- axialbelastetes Kugelgelenk (Traggelenk).

Je nach dem Einsatzort werden sie unterteilt in:

- Radgelenke (Führen, Tragen),
- Spurstangengelenke (Lenken s. Abschnitt 3.4.4),
- Stabilenkergelenke (Wanken s. Abschnitt 3.5.4.5).

Betrachtet man Kugelgelenk und Lenker zusammen, dann kann das Kugelgelenk mit eigenem Gehäuse (**Bild 3-283**) mit dem Lenker fest verbunden sein (geschraubt, genietet, verschweißt, eingepresst) oder der Lenker bildet das Gelenkgehäuse. Dementsprechend heißen die Kugelgelenke Flanschgelenk, Einpressgelenk, Schraubgelenk und gebautes Gelenk (**Bild 3-310**).

Die Fertigungsart des Gelenkgehäuses ist auch von Bedeutung. Es kann gegossen, geschmiedet, kaltfließgepresst, gedreht, aus Blech gestanzt bzw. gezogen sein. Das gedrehte Gehäuse wird aus Kostengründen nur bei Prototypen oder Kleinstserien eingesetzt. Das Gießen ist immer mit Fertigungsfehlern (Lunkern) behaftet und nur mit Überdimensionierung oder mit hohem Kontrollaufwand (Röntgenkontrolle) einsetzbar. Das Schmieden ist das sicherste aber auch teuerste Verfahren, das wie beim gegossenen Rohling ohne mechanische Bearbeitung nicht einsetzbar ist. Durch Feinschmieden lässt sich das Gehäuse ohne Nachbearbeitung einsetzen und kann damit kostensparend sein. Kostengünstiger sind kaltfließgepresste Rohlinge. Ein aus Blech gezogenes Gehäuse ist am günstigsten, ist aber in der Festigkeit nicht so gut wie das geschmiedete oder kaltfließgepresste Gehäuse.
Ein gebautes Kugelgelenk ist bei engen Platzverhältnissen zu empfehlen (**Bild 3-310**). Dieses hat aber den Nachteil der hohen Ersatzteilkosten, wenn ein Kugelgelenk ausgeschlagen ist. Außerdem benötigt es hohe Investitionen für die Fertigung und ist nur bei sehr großem Volumen wirtschaftlich vertretbar.

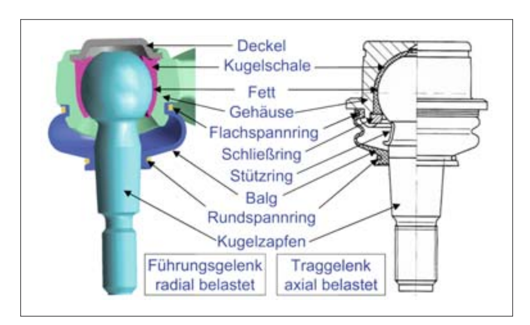


Bild 3-314: Aufbau und Einzelteile der radial und axial belasteten Kugelgelenke [66]

3.7.3.3 Aufbau der Kugelgelenke

Jedes radführende Kugelgelenk (**Bild 3-314**) im Fahrwerk hat ein Stahl- oder Aluminiumgehäuse und einen Stahlkugelzapfen, welche die Kräfte übertragen und die Drehbewegungen zulassen. Dazu kommen eine wartungsfreie Kugelschale aus Kunststoff und ein Schmiermittel, um den Verschleiß zu minimieren, die Reibung zu reduzieren und die Fertigungstoleranzen auszugleichen. Des Weiteren einen Gummi- oder Elastomer-Dichtungsbalg, der das Eindringen von Schmutz und Feuchtigkeit in die Lagerstelle verhindert.

Strukturelemente (Gehäuse, Zapfen, Deckel)
Das Gehäuse und der Kugelzapfen leiten die Gelenkkräfte zu den benachbarten Teilen und werden als Strukturelemente bezeichnet. Wegen der hohen Kräfte werden diese Elemente vorwiegend aus hochwertigem Stahl hergestellt, obwohl als Leichtbauversion auch wärmebehandeltes Aluminium als Gehäuse eingesetzt werden kann. Kugelzapfen als Leichtbaukegelzapfen aus Titan sind möglich, aber wegen hoher Materialkosten des Titans nicht in Serienfahrzeugen zu finden.
Da Kugelgelenke sicherheitsrelevante Teile sind, müssen sie besonders sorgfältig und mit großen Sicherheitsfaktoren ausgelegt und gefertigt werden. Die auftretenden Wechsellasten erfordern, dass sie dauerfest sind, d.h., 10 Millionen Lastwechseln aushalten (Wöhlerkurven). Es ist eine wichtige Anforderung, dass bei einer Überlastung (Missbrauch, Unfall) diese Teile sich plastisch deformieren (Biegen) aber nicht brechen. Daher muss der Werkstoff eine Dehnung von min. 20 % aufweisen.

Kugelgelenkgehäuse
Das Kugelgelenkgehäuse ist ein eigenständiges Bauteil, kann aber auch in den Lenker (seltener in den Radträger) integriert werden (eingebautes Kugelgelenk). Das Gehäuserohteil ist geschmiedet, kaltfließgepresst, aus Blech tiefgezogen oder bei Prototypen und Kleinstserien wird aus dem Vollen bearbeitet. Grauguss wird bei modernen Pkw-Fahrwerken wegen der niedrigen Werkstofffestigkeit und Lunkergefahr nicht eingesetzt. Der übliche Werkstoff für das Gehäuse ist 30MnVS6.
Das Rohteil wird in den Bereichen der Innenkontur, der Balgnuten und der Gehäuseöffnungen mechanisch bearbeitet. Die Bearbeitungstoleranzen betragen weniger als 0,1 mm. Die mechanische Bearbeitung und Beschichtung können mehr kosten als das Rohteil selbst. Eine Wärmebehandlung des Gehäuses aus Stahl ist nicht notwendig, weil die Spannungen deutlich niedriger sind als im Kugelzapfen, wobei beim Gehäuse aus Aluminium diese unerlässlich sein kann. Die Bearbeitungskosten werden gespart, wenn das Gehäuse aus Blech tiefgezogen wird. Insbesondere die sog. Gelenkkartusche bietet sich als kostengünstigstes Kugelgelenk an (**Bild 3-315**).

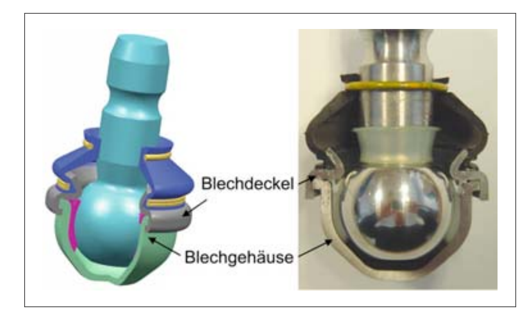


Bild 3-315: Kugelgelenkkartusche mit tiefgezogenem Blechgehäuse [66]

Die äußere Oberfläche des Gehäuses muss gegen Korrosion geschützt sein. Die einfachste und billigste Methode ist die Phosphatierung, die jedoch nicht zeitgemäß ist. Kostengünstige Beschichtungen sind KTL-Lackierung (240 h Salz-Sprühtest (SS-Test)) oder Zink-Eisen-Transparent (ZnFe-Transparent) (bis zu 600 h SS-Test). ZnFe ist ca. 50 % teurer als KTL.
Ein noch besserer Korrosionsschutz ist durch Zink-Nickel (ZnNi) oder durch organische Beschichtungen wie Geomet erreichbar, kostet aber das 2,4-fache (ZnNi) bis 3-fache (Geomet) gegenüber der KTL. Alle diese Beschichtungen beinhalten, wie in den Umweltschutzrichtlinien gefordert, keine Chrom-6-Anteile.

Kugelzapfen

Der Kugelzapfen ist das am höchsten belastete Bauteil jedes Kugelgelenkes, daher wird er aus dem hochfesten Stahl 41Cr4 hergestellt. Er besteht aus einem Kugelkopf und einem Zapfen, beide sind über einem dünnen Hals miteinander verbunden (**Bild 3-316**). Die Verjüngung ist notwendig, damit der gewünschte Winkelausschlag bis ±35° erreicht wird. Dabei muss die entsprechende Gehäuseöffnung immer noch kleiner bleiben als der Kugeldurchmesser, um die so genannte metallische Überdeckung zu gewährleisten; je größer diese Überdeckung ist, desto größer ist die Zapfenausziehkraft.

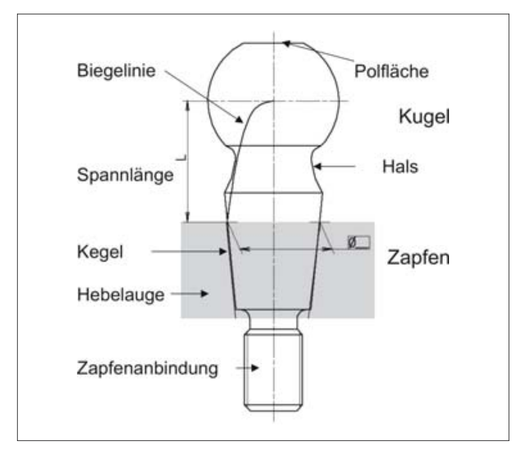


Bild 3-316: Kugelzapfen [66]

Der Kugelzapfen wird hauptsächlich auf Biegung beansprucht. Da das Biegemoment in der Kugelmitte Null und am Hebelaugenbereich ein Maximum aufweist, wird die Kugelhalskontur entsprechend einer parabolischen Linie ausgelegt. Ist der Konturverlauf außerhalb dieser Linie, ist eine Dauerfestigkeit bei minimalen Materialeinsatz sichergestellt. In diesem Fall liegt für den gesamten Halsbereich die gleiche Spannung vor. Die Dauerfestigkeit des Halses kann deutlich erhöht werden (oder der Halsdurchmesser reduziert werden) durch die Induktivhärtung des Zapfens, die jedoch die Kosten deutlich erhöht, weil der Zapfen nicht nur wärmebehandelt sondern danach 100 % nach Rissbildung geprüft werden muss.
Die Kugel ist für die Gelenkfunktion der wichtigste und von der Fertigungstoleranzen her (±0,05 mm) das genaueste Teil. Außerdem muss ihre Kugelform gleichmäßig sein (Kugelformtoleranz), um das gleichmäßige Gleiten in alle Drehrichtungen zu ermöglichen. Auch die Oberflächenrauigkeit hat eine hohe Bedeutung. Ist sie zu glatt oder zu rau, dann steigen die Reibungswerte (hohe Dreh- bzw. Kippmomente), deshalb wird die Kugelfläche nach dem Drehen zusätzlich rolliert. Die Kugeloberfläche ist nicht hoch belastet, weil hier die Belastungsgrenze durch die weiche Kunststoffschale bestimmt wird.
Die Kugel hat auf ihrer Stirnseite eine Polfläche, die bei bestimmten Kugelherstellungsverfahren notwendig sein kann. Eine volle Kugel ist nur für axial belastete Gelenke von Bedeutung (Trag-, Axialgelenk); aber auch hier ist eine kleine Polfläche mit weniger als 10 % des Kugeldurchmessers zulässig.
Die Kugeloberfläche bleibt blank, um die beste Tribologie (Gleit- bzw. Verschleißeigenschaften) zu erreichen. Auch wenn der Zapfen beschichtet wird, muss die Beschichtung an der Kugel wieder abgetragen bzw. poliert werden, oder bei der Beschichtung die Kugel abgedeckt sein. Eine Beschichtung der Kugel wird manchmal gegen Korrosion gefordert.
Der Kugelzapfen ist die Verbindungsstelle zum Hebelauge am Radträger. Es gibt drei Zapfenformen: Kegel-, Zylinder- und Bundzapfen (**Bild 3-317**).
Der zylindrische Zapfen hat eine 1/3 Nut in Mitte der Hebelaugenhöhe. Das Hebelauge hat einen Schnitt mit einer Querbohrung. Nachdem der Zapfen in das Auge geführt wird, wird eine Klemmschraube durch diese Querbohrung eingesteckt. Die Schraube führt durch die Nut und fixiert den Kugelzapfen in dieser genau definierten Position. Durch das Festdrehen der Klemmschraube wird der Zylinderzapfen im Hebelauge festgeklemmt (**Bild 3-318**).

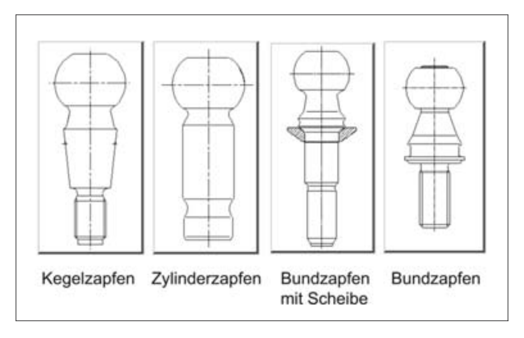


Bild 3-317: Kugelzapfenarten [66]



Bild 3-318: Kegel-, Zylinder- und Bundzapfen [66]

Ein zylindrischer Zapfen mit Klemmschraube benötigt weniger Platz in der Höhe und im Durchmesser, da die Kugelmitte immer in genauem Abstand zum Hebelauge steht. Der Nachteil ist ein schnelles Eindringen der Feuchtigkeit durch den Schlitz bis zur Balgabdichtung, die zur Korrosion und dann zur Beschädigung der Abdichtung und damit des Gelenkes führt. Ein stehendes Gelenk (Zapfen zeigt nach oben) ist dabei besonders gefährdet.
Beim Kegelzapfen ist die Augenbohrung größer und besitzt die Form eines Kegels. Der Zapfen hat an seinem Ende ein Gewinde und eine Schlüsselfläche zum Festhalten beim Schrauben und ist deshalb länger als der Zylinderzapfen. Ein Nachteil besteht allerdings in der größeren Abstandstoleranz, weil jeder Millimeter Toleranz der Kegelbohrung die mehrfache Toleranz an Abstand bedeutet. Der Kegelzapfen ist dem Zylinderzapfen vorzuziehen, weil hier die Gefahr der Korrosion mit anschließender Undichtigkeit deutlich geringer ist (**Bild 3-317**).
Wenn das Hebelauge aus einem weichen Werkstoff (z.B. Aluminium) besteht, braucht man eine größere Kontaktfläche, damit die Flächenpressung (Schraubenanziehkraft / Kontaktfläche) möglichst niedrig ist. In solchen Fällen werden Bundzapfen eingesetzt, auf die zusätzlich eine Kegelscheibe mit großem Durchmesser und Kegelwinkel (90° oder 120°) vorgesetzt wird, um die Kontaktfläche zu vergrößern.
Überall da, wo zwei unterschiedliche Werkstoffe in Kontakt sind, muss die Kontaktkorrosion verhindert werden, indem mindestens ein Teil beschichtet wird. Daher sind alle Stahlteile, die mit Aluminium in Kontakt sind, z.B. mit Geomet zu beschichten. Die Zapfenoberfläche wird sehr häufig gegen Korrosion beschichtet. Bei Radialgelenk- und Traggelenkzapfen sowie Kugelhülsen werden Nitrierschichten (QP, QPQ) eingesetzt.

Deckel und Schließring

Neben Gehäuse und Kugelzapfen hat jedes Kugelgelenk auch einen Deckel auf dem Gehäuseboden (radial belastete Gelenke) oder einen Schließring an der Zapfenöffnung (axial belastete Gelenke), um das Gelenk nach der Montage zu schließen (**Bild 3-314**). Diese Elemente übernehmen die Zug- bzw. Druckkräfte, die am Zapfen wirken.

Der Deckel ist ein rundes Stanzteil aus Stahlblech mit einer Wölbung, um die Stabilität zu erhöhen. Der Deckel wird nach der Montage des Zapfens mit der Schale in eine Stufenbohrung im Gehäuse eingelegt und eingerollt. Beim Einrollen wird die Schale in Axialrichtung zwischen Deckel und Gehäuse geklemmt, damit sie sich nicht drehen kann.
Der Schließring ist ein Drehteil und bei axialbelasteten Gelenken in umgekehrter Richtung eingelegt und ebenfalls eingerollt.

3.7.3.4 Lagersystem (Schale, Fett)

Zwei Bauteile, die sich berühren und relativ zueinander beweglich sind, haben eine gemeinsame Kontaktfläche (ggf. nur Linie oder Punkt) und bilden damit ein Lagersystem. Bedingt durch die Relativbewegung entsteht in jeder Lagerung Reibung und Verschleiß. Die Lehre von Reibung und Verschleiß heißt „Tribologie“. Ziel der Tribologie ist, die Reduzierung von Reibung und Verschleiß und damit Minimierung der Energieverluste, Verbesserung der Funktion und Verlängerung der Lebensdauer zu erreichen.
Frühere Kugelgelenke hatten eine gehärtete Stahlkugel und Stahlpfanne als Lagerpaarung, die ständig geschmiert werden musste. Um 1940 wurde das erste wartungsfreie Kugelgelenk eingeführt, indem die Stahlpfanne durch eine Kunststoffschale ersetzt wurde. Diese Lagerung hatte zwar eine niedrigere Belastbarkeit, brauchte aber keine Nachschmierung, war ohne Zusatzteile spielfrei herstellbar und deutlich kostengünstiger. Außerdem konnte durch das Tempern die Kunststoffschale die Fertigungstoleranzen von Kugel und Gehäuse ausgleichen. Heute werden alle Kugelgelenke im Pkw-Fahrwerk nach diesem Prinzip hergestellt und sind wartungsfrei. Es ist aber darauf zu achten, dass weder Schmutz noch Feuchtigkeit in das Innere des Gelenks eindringen können. Dies sicherzustellen ist wiederum die Aufgabe des Dichtsystems.

Grundlagen der Tribologie

Sind zwei Festkörper in Berührung, existiert auch eine Normalkraft. Da die Flächen nie so glatt sind, stützen sie sich auf dem höchsten Punkt aufeinander ab. Wird die Normalkraft größer, werden die Spitzen soweit deformiert, bis die sinkende Flächenpressung den zulässigen Wert erreicht hat. Bewegen sich nun die Berührungsflächen relativ zueinander, hakeln sie sich in neuen Spitzen ein und es entsteht eine Widerstandskraft gegen die Relativbewegung, die als Reibkraft bekannt ist.
Das Beanspruchungskollektiv wird bestimmt durch Kinematik, Normalkraft, Geschwindigkeit, Temperatur und Beanspruchungsdauer. Die Bewegung unter Normalkraft verursacht Reibung und Verschleiß.

Als Reibungsmechanismen werden die im Kontaktbereich auftretenden bewegungshemmenden und energieverbrauchenden Elementarprozesse der Reibung bezeichnet. Die Einteilung der unterschiedlichen Reibungsmechanismen zeigt das **Bild 3-319**.
Die wichtigsten Kenngrößen der Reibung sind Kontaktgeometrie, Flächenpressung, Werkstoffanstrengungen, Eingriffverhältnis der Kontaktparameter und natürlich Schmierdicke/Rauheits-Verhältnis. Für das Entstehen von Verschleiß in Form loser Partikel oder plastischer Deformation der Oberfläche, muss die Materialbeanspruchung die materialabhängigen zulässigen Grenzen überschreiten. **Bild 3-320** zeigt die grundlegenden Verschleißmechanismen.

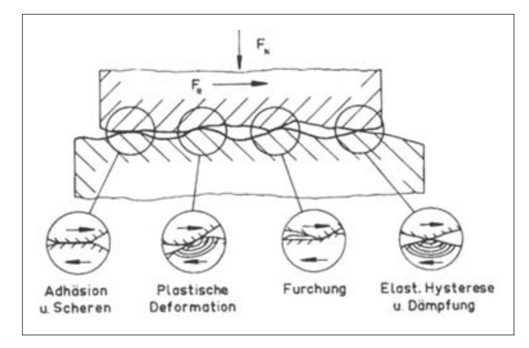


Bild 3-319: Tribologie: Reibmechanismen [75]

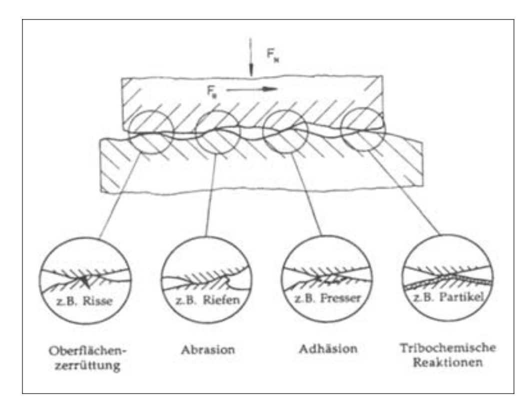


Bild 3-320: Tribologie: Verschleißmechanismen [75]

Die Schmierung ist das wirksamste Mittel, um die Reibung und den Verschleiß zu reduzieren. Solange Überbeanspruchungen vermieden werden, bleibt ein Schmierfilm zwischen den Festkörperflächen bestehen und verhindert die Adhäsion. Auch die Vermeidung von Metall/Metall-Paarungen, statt dessen Kunststoff/Metall oder Keramik/Metall vermindert die negativen Einflüsse der Reibung und des Verschleißes.

Deshalb haben alle Kugelgelenke eine Stahl/Kunststoff-Paarung. Aus einer Vielzahl von Kunststoffsorten ist POM (Polyoxymetylen) der gängigste und bestgeeignete Werkstoff, weil er einen sehr niedrigen Reibkoeffizienten und eine niedrige Verschleißrate hat. Der Reibwert multipliziert mit der Normalkraft ergibt die Reibkraft. Die Reibkraft ist dann die maßgebende Größe für die Drehmomente im Kugelgelenk. Der Reibwert und der Verschleiß sind von mehreren Parametern abhängig.

Der Reibwert „f“ ist eine Funktion von:

- Geschwindigkeit (v): 0,01 bis 60 mm/s,
- Rauheit (R_z) und Glanz (R_d),
- Last (F) bzw. Flächenpressung (p): 10 bis 500 N / 20 bis 90 MPa,
- Material: POM, PA, PEEK, PPA, PEI,
- Fett: mineralisch oder synthetisch,
- Oberfläche, Oberflächenchemie: Stahl, Fe(NC),
- Kugelschalen-Rauheit (R_z): Kugelschale,
- Temperatur (T): –40 bis +90 °C.

Der Verschleiß „s“ ist eine Funktion von:

- Rauheit (R_z) und Glanz (R_d).
- Herstellparametern z.B. Glättdruck ($p_{glätt}$), Formabweichung usw.

Die Reibung nimmt mit steigender Geschwindigkeit ab. Für die Rauigkeit der Kugeloberfläche gibt es ein Optimum: ist die Rauigkeit niedrig, so dominieren ädhesive Reibungs- und Verschleißprozesse, bei großer Rauigkeit herrschen deformative und abrasive Prozesse vor.
Der R_{dq} Wert der Oberflächenrauigkeit ist ein besserer Indikator für die Reibung als R_z. R_{dq} gibt die Steigung der Rauigkeitskurve in % an. Eine niedrige % Zahl bedeutet eine glänzende Oberfläche und eine hohe Zahl eine matte Oberfläche (**Bild 3-321**). Je kleiner R_z ist desto glatter ist die Oberfläche und je höher R_z ist, desto rauer wird sie.



Bild 3-321: Rauigkeit und Glanz der Oberfläche

Schmierstoffe (Fette)

Schmierstoffe dienen zur Reibungs- und Verschleißminderung. Sie werden als Schmieröle (flüssig), Schmierfette (zäh) oder als Festschmierstoffe (Gra-

phit, MoS2, PTFE) eingesetzt. Für die Kugelgelenke werden ausschließlich Schmierfette verwendet, weil diese für die wartungsfreien Anwendungen besser geeignet sind als die flüssigen Öle. Schmierstoffe zeigen bei mittleren Belastungen und hohen Geschwindigkeiten eine bessere Wirkung als Festschmierstoffe.

Schmierfette bestehen aus einem Schmieröl mit Additiven oder einer Seife als eindickendem Stoff. Die Seife liegt in der Regel faserförmig als Gerüst vor, in dem das Schmieröl festgehalten wird. Nach Art der Seife unterscheidet man Natrium-, Lithium-, Calcium-, Aluminium- und Bariumfette. Die im Kugelgelenk eingesetzten Fette haben Lithium als Seife, weil dies den Temperaturbereich –40 bis 140 °C abdeckt und wasserbeständig ist. Die schlechten Korrosionsschutzeigenschaften lassen sich durch Wirkstoffe (Additive) verbessern.

Das flüssige Öl ist entweder mineralisch oder synthetisch. Das synthetische Öl ist gegen Temperaturschwankungen resistenter, hat niedrigere Reibkoeffizienten, eine längere Lebensdauer und zeigt vor allem eine deutlich geringen Stick-Slip-Neigung.

Eine wichtige Aufgabe des Fettes ist die Reduzierung des Stick-Slip-Effektes. Es gibt zwei unterschiedliche Reibwerte: der statische Reibwert, der vorliegt solange keine Relativbewegung stattfindet und der dynamische Reibwert, der einsetzt sobald die Relativbewegung anfängt. Der statische Reibwert ist immer höher als der dynamische. Wenn am Kugelzapfen ein externes Drehmoment wirkt, herrscht zuerst der höhere statische Reibwert und solange das Drehmoment nicht höher ist als das Reibmoment, bewegt sich der Kugelzapfen nicht. Erst wenn es größer wird, wird der Zapfen losgedreht und es wirkt der niedrigere, dynamische Reibwert und das zum Bewegen notwendige Drehmoment wird kleiner. Wird es so gering, dass die Bewegung nicht aufrechterhalten werden kann, steht der Kugelzapfen und es herrscht wieder der statische Reibwert. D.h., dass der Kugelzapfen eine ständig unterbrochene Bewegung ausübt. Dabei entstehen innere Spannungen, die bei jedem Losdrehen frei werden und sich als unangenehme Knurrgeräusche bemerkbar machen. Dieses Phänomen wird als „*Stick Slip*“ beschrieben. Je größer der Unterschied zwischen den statischen und dynamischen Reibwerten ist (etwa ab zweifach), desto deutlicher wird dieser Effekt.

Kugelschale

Polymere Werkstoffe (thermoplastische Kunststoffe) besitzen einige Eigenschaften, die für die tribologische Beanspruchung günstig sind:

- niedrige zwischenmolekulare Bindungskräfte, dadurch niedrige Adhäsions- und Reibungskräfte,
- hohe Korrosionsbeständigkeit, dadurch Einschränkung von tribologischen Reaktionen,
- hohe Schwingungsdämpfung.

Dem stehen folgende Nachteile gegenüber:

- geringe Härte, dadurch niedriger Widerstand gegen Abrasion,
- starke Abnahme der Festigkeitseigenschaften mit steigender Temperatur, dadurch Zunahme von Verschleiß und Kriechen,
- geringe thermische Leitfähigkeit, dadurch schlechte Ableitung der Reibungswärme.

Aus den oben genannten Vorteilen wird zwischen Kugel und Gehäuse eine dünne Schicht von thermoplastischen Polymeren eingesetzt; die Kugelschale.

Folgende Eigenschaften der Kugelschale bestimmen die Gelenkqualität:

- Werkstoffsorte und dessen Hersteller,
- Additive im Granulat,
- Design, Schalenkonzept,
- Wandstärke, Maß-, Form-, Lagetoleranzen,
- Schlitz- und Fetttaschengestaltung,
- Verdrehsicherung,
- Einspritzpunkt des Kunststoffs,
- Einfallstellen beim Abkühlen,
- Kristallstruktur, Entformbarkeit,
- Lagerung bis zum Einbau im Gelenk.

Als Kugelschalenwerkstoff werden POM (Polyoxymetylen), PA (Polyamid) oder neuerdings PEEK (Polyetherketon) verwendet. POM-A ist der Standardwerkstoff wegen der niedrigen Reibungs- und Verschleißwerte, sehr hoher Belastbarkeit und Formbeständigkeit sowie geringer Wasseraufnahme. Außerdem wird es mit einer erhöhten Vorspannung in das Gelenk eingebaut, die nach der Montage durch Tempern (halten des Gelenkes bei 100 °C ca. 1 Stunde), d.h. Fließen (Kriechen) des Kunststoffes wieder abgebaut wird. Damit werden die Fertigungstoleranzen ausgeglichen.

Die getemperten Kugelgelenke haben ein niedriges, in einem engen Toleranzband gehaltenes Drehmoment. Damit das Material fließen kann, darf die Wandstärke 1,5 mm nicht unterschreiten und muss mindestens einen Schlitz aufweisen. Die zulässigen Drehmomente sind vom Kugeldurchmesser abhängig (größere Durchmesser haben höhere zulässige Drehmomente). Für den 27er Durchmesser darf z.B. das Losdrehmoment „Mdl“ 9 Nm nicht überschritten und die Drehmomente „Md“ müssen zwischen 1 und 4 Nm liegen.

Die Eigenschaft von POM, bei höheren Temperaturen zu kriechen, ist gleichzeitig sein Nachteil; es ist nicht über 80–85 °C belastbar. Wenn das Gelenk unter Last steht und die Umgebungstemperatur länger als eine Stunde über 90 °C bleibt, fließt der Kunststoff plastisch, dadurch entsteht eine unzulässige Elastizität sowie freies Spiel. Diese Gefahr ist bei den Mehrschlitzschalen größer als bei den Bügelschalen (**Bild**

3-322), die nur zwei Schlitze haben. Bei diesem Schalendesign wird, zusammen mit gezieltem Tempern, eine Temperatur bis zu 100 °C zugelassen. Bei noch höheren Temperaturen (bis 140 °C) werden PEEK-Schalen eingesetzt, die jedoch deutlich teurer sind und noch engere Fertigungstoleranzen an Kugel und Gehäuseinnenkontur erfordern.



Bild 3-322: Bügelschale mit zwei Schlitzen

PA 66 mit 30 % Glasfaseranteil wird trotz etwas höherer Belastbarkeit selten als Schalenwerkstoff eingesetzt, weil es schlechtere Reibungs- bzw. Verschleißeigenschaften und höhere Wasseraufnahmewerte besitzt.

Die Kugelschale ist das schwächste Glied bei der Belastung des Gelenkes, besonders bei hohen Temperaturen, weil die zulässige Flächenpressung rapide absinkt, wenn der Werkstoff zu fließen anfängt. Deshalb ist sehr wichtig, die richtigen Betriebstemperaturen zu kennen. Bei der Auslegung des Kugeldurchmessers wird die vom Fahrzeughersteller angegebene Last durch die tragende Projektionsfläche der Schale dividiert, um die Flächenpressung berechnen zu können. Die von der Einsatztemperatur abhängige max. zulässige Flächenpressung muss höher sein als die berechnete. Bei der Ermittlung der Tragfläche ist nur der tragende Anteil der Schale in der Kraftrichtung zu berücksichtigen (ohne Schlitze, Fetttaschen usw.).

Da das Kugelgelenk immer spielfrei sein muss, muss es eine Vorspannung aufweisen. Die Vorspannung wird erzeugt, indem der Spalt zwischen Kugel und Gehäuseinnenkontur etwas kleiner ist als die Dicke der Kugelschale. D.h., die Kugelschale hat, auch wenn das Gelenk unbelastet ist, eine definierte innere Spannung. Da das Drehmoment der Kugel proportional mit der Normalspannung steigt, darf sie eine enge Bandbreite nicht verlassen. Dies wird durch engere Toleranzen an Kugel/Schale/Gehäuseinnenkontur (enge Toleranz → hohe Fertigungskosten) und der axialen Schließkraft beim Einrollen des Deckels sicher gestellt. Tempern ist dann die letzte Möglichkeit, die Vorspannung zu korrigieren.

Die Kugelschale muss demnach folgendes aufweisen:

- eine thermoplastische Kunststoffsorte mit sehr guten Gleit- und Verschleißeigenschaften, geeignet für Betriebstemperaturen –40 bis +100 °C,
- eine genaue kugelige Innenkontur, damit die Belastung voll getragen wird,
- gleichbleibende Schalendicke 1,5 ±0,5 mm,
- Freimachung im Äquatorbereich, um unnötig hohe Drehmomente zu vermeiden,
- geringe Anzahl von Schlitzen (notwendig für Entformung aus dem Spritzgusswerkzeug),
- einen idealen Einspritzpunkt, festgelegt nach Moldflow-Simulation,
- Schmiernuten, wo das Fett sich sammeln und verteilen kann,
- Verdrehsicherung im Gehäuse,
- enge Toleranzen (< 0,1 mm),
- Vorhaltungen an Werkstoffanhäufungen,
- Unabhängigkeit von unterschiedlichen Nestern und Werkzeugen,
- keine Gefahr der Rissbildung beim Einschnappen der Kugel,
- Konditionieren (Warmauslagerung) gleich nach dem Spritzen.

Da jedes Kugelgelenk versagt, sobald Schmutzpartikeln und Feuchtigkeit in das Lagersystem eindringen (Korrosion der Kugelfläche!), kann man die Notlaufeigenschaften beachtlich verbessern, indem an die Schalenöffnung eine Abstreiflippe aus Gummi integriert wird. Sie streift die Schmutzpartikel und den Wasserfilm ab und verhindert deren Eindringen in die Reibungszone zwischen Kugelschale und Kugel (**Bild 3-323**). Außerdem benötigt die Schale keine Schlitze mehr, die die Belastbarkeit verbessern. Sie muss jedoch für die Montierbarkeit zweiteilig gestaltet werden. Die Mehrkosten durch die zusätzliche Ringhälfte mit Gummilippe verteuern das Kugelgelenk.

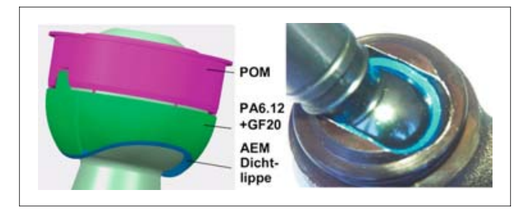


Bild 3-323: Kugelgelenk mit Dichtlippe [66]

3.7.3.5 Dichtsystem (Balg, Spannring)

Zwei Teile, die eine durchgehende flächenförmige gemeinsame Kontaktfläche haben und dadurch zwei Medien hermetisch voneinander trennen, können als ein Dichtsystem bezeichnet werden. Dichten ist das Verhindern von Stoffwechsel von einer Seite zur anderen Seite der Dichtstelle. Eine Trennung ist immer dann erforderlich, wenn die Stoffe an einer Seite die Funktion und die Eigenschaften an der anderen Seite beeinträchtigen. Das Lagersystem jedes

DER Wissensfundus zur Motorentechnik: 99 Autoren, fast 5.000 Stichwörter und 1.764 Abbildungen



Basshuysen, Richard van / Schäfer, Fred (Hrsg.)
Lexikon Motorentechnik
Der Verbrennungsmotor von A-Z

2., verb., aktual. und erw. Aufl. 2006. XVIII, 1096 S.
Mit 1764 Abb. (ATZ-MTZ Fachbuch) Geb. EUR 99,00
ISBN 978-3-528-13903-2

DER INHALT

Fast 5.000 Begriffe von A-Z wie z.B.: Abgastechnik, Akustik, Aufladung, Brennraum, Einspritzsysteme, Elektronische Motorsteuerung, Flammenausbreitung, Gemischbildung, Katalysator, Kolben, Kraftstoff, Kühlung, Kurbelgehäuse, Kurbeltrieb, Ladungswechsel, Lambda-Regelung, Nockenwelle, Öl, Partikelfilter, Sensoren/Aktuatoren, Schadstoffe, Ventiltrieb, Verbrennungsverfahren, Wirkungsgrad, Zündung, Zylinderkopf. Mit Suchbegriffen wie z.B. Feinstaub.

DAS BUCH

Das Lexikon Motorentechnik ist ein Nachschlagewerk, das fast 5.000 Stichworte fachlich exakt und mit allen Lösungen der aktuellen Motortechnologie umfassend beschreibt. Es wendet sich an Ingenieure in Studium und Praxis genauso wie an Fachleute der Automobil-, Motoren-, Mineralöl- und Zubehörindustrie. Patentanwälten, dem Kraftfahrzeuggewerbe, Regierungsstellen und Behörden sowie dem technikbegeisterten Autofahrer bietet es einen unerschöpflichen Wissensfundus.
Das ausgefeilte System aus Querverweisen führt alle Unterbegriffe zum Hauptbegriff zurück und ermöglicht so eine optimale Benutzerführung. Dadurch stehen die Stichwörter nicht isoliert, sondern es werden thematische Bündelungen und Gruppierungen möglich. So wird das Stichwort in einen größeren, kapitelartigen Zusammenhang gestellt.

DIE HERAUSGEBER

Dr.-Ing. E. h. Richard van Basshuysen war bei Audi Entwicklungsleiter der Fahrzeug-Komfortklasse. Er ist heute Herausgeber der ATZ und MTZ. Ihm wurde u. a. die Benz-Daimler-Maybach-Ehrenmedaille 2001 des VDI für die Serieneinführung des Pkw-Dieselmotors mit Direkteinspritzung verliehen.
Prof. Dr.-Ing. Fred Schäfer, früher Leiter Motorenkonstruktion bei Audi, lehrt heute an der FH Südwestfalen das Fachgebiet Kraft- und Arbeitsmaschinen.

Änderungen vorbehalten.
Erhältlich im Buchhandel
oder beim Verlag.



Abraham-Lincoln-Straße 46
D-65189 Wiesbaden
Fax 0611.7878-420
www.vieweg.de

Kugelgelenkes benötigt eine Abtrennung nach außen, weil Schmutzpartikel, Staub, Flüssigkeiten, Feuchtigkeit, die sich in der Umgebung der Achse befinden, zwischen Kugel und Schale eindringen und zuerst die Reibmomente erhöhen kann. Mit der Zeit trägt das zum Verschleiß der Schale bei und verursacht eine Korrosion der Kugel. Dadurch entsteht ein freies Spiel und das Kugelgelenk beginnt unter der einwirkenden Wechselbelastung zu klappern. Wird das Spiel größer, so besteht die Gefahr, dass die Kugel aus dem Gehäuse herausspringt. Auch die Korrosion am Kugelzapfen kann den Halsquerschnitt soweit schwächen, dass der Zapfen an dieser Schwachstelle bricht. Diese unerwünschten Wirkungen werden durch einen elastischen Balg vermieden, der die Öffnung zwischen Gehäuse und Zapfen abdichtet.

Grundlagen der Abdichtung

Es gibt statische und dynamische Abdichtungen:

- ♦ Die *statische Abdichtung* liegt vor, wenn in der Abdichtstelle keine Relativbewegung auftritt. Diese Abdichtung ist einfacher zu realisieren, weil eine große Vorspannung vorgesehen werden kann (keine Reibung, Verschleiß und Temperaturentwicklung), die dann die Dichtwirkung unterstützt.
- ♦ Die *dynamische Abdichtung* ist vorhanden, wenn die Dichtung auf dem abzudichtenden Körper gleitet. Hier verursacht eine zu hohe Vorspannung unzulässige Reibung, Verschleiß und Zerstörung der Dichtlippe.

Für das Kugelgelenk braucht man an einer Seite eine statische und an der anderen Seite eine dynamische Abdichtung. Die beiden Dichtstellen werden mit einem Balg verbunden, damit die sphärische Bewegung des Kugelzapfens relativ zum Gelenkgehäuse nicht beeinträchtigt wird.

Da gehäuseseitig der Reibradius und damit der potenzielle Verschleißweg größer ist, wird die statische Abdichtung immer dort und die dynamische Abdichtung immer zapfenseitig angeordnet.

Der wichtigste Funktionsbereich des Balges sind die mit der Oberfläche der rotierenden Zapfen in Kontakt stehenden Dichtlippen. Über das Zusammenspiel zwischen radialer Vorspannung des Spannringes und des Balgmaterials, zusammen mit der radialen und axialen Vorspannung aus der Mantelfläche heraus, ergeben sich die Flächenpressungen zwischen Dichtlippe und Kugelzapfen. Deren Konstanz unter Einfluss der Gelenkbewegungen und Umwelteinflüsse ist entscheidend für die Dichtwirkung des Balges:

- ♦ Die Anpresskraft der Dichtlippen darf nie unter einen Minimalwert absinken, darf aber auch nicht zu hoch sein, damit Reibung und Verschleiß nicht unnötig vergrößert werden.
- ♦ Schmiermittel erhöhen die Lebensdauer und die Dichtwirkung der Dichtlippe.
- ♦ Die Balgkontur ist so auszulegen, dass beim max. Ausschlag an der Dichtlippe auf der Zugseite die minimal erforderliche Flächenpressung nicht unterschritten wird und kein axiales Abheben des Balges vom Hebelauge erfolgt. Ferner darf keine signifikante Zugspannung in der Mantelfläche entstehen, sondern es sollte ein lockerer Faltenwurf unter Druckspannung verbleiben.
- ♦ Die Flächenpressung über der Berührungsfläche der Dichtlippe muss ein Druckmaximum mit steilem Abstieg auf der Fettseite aufweisen und zur Luftseite hin wesentlich flacher verlaufen [76].
- ♦ Die Kontaktfläche muss immer einen Schmierfilm haben und darf nie trocken laufen, sonst wird die Lippe zu heiß und zerstört.
- ♦ Die Oberflächenrauigkeit des Zapfens darf weder zu rau (um die Reibung und den Verschleiß klein zuhalten) noch zu glatt sein (um eine Dauerschmierung sicher zu stellen).
- ♦ Die Zapfenoberfläche muss immer rostfrei bleiben, die Rostpartikel wirken wie ein Schmirgelpapier und zerstören die Dichtlippen sehr schnell.

Die Anforderungen an die statische Dichtung sind andere. Wichtig ist hier eine möglichst große Vorspannung auf den Dichtbereich zu erzeugen und aufrechtzuerhalten. Es muss eine statische Dichtheit gewährleistet werden und zusätzlich sichergestellt werden, dass sich der Balg nicht durch die aus der Zapfenseite in den Balg eingeleiteten Kräfte und Momente auf dem Gehäuse dreht oder öffnet.

Der dritte Bereich des Balges ist die Mantelfläche, die die beiden Dichtstellen miteinander verbindet und die Gehäuseöffnung hermetisch abdichtet. Die Anforderungen hier sind:

- ♦ ausreichende gestreckte Länge, damit auch beim vollen Ausschlag keine Zugkräfte in den Dichtbereichen entstehen,
- ♦ geeignete Faltenbildung, um die Montierbarkeit und Balgfunktion bei Auswinkelung zu gewährleisten und um eine Kollision mit angrenzenden Bauteilen und Scheuerstellen zu vermeiden,
- ♦ Gummi-, oder PUR-Werkstoff, der gegen Außenwirkungen beständig ist (Temperaturbereich –40 bis 100 °C, beständig gegen Öl, Kraftstoff, Ozon)
- ♦ beständig gegen Steinschlag,
- ♦ undurchlässig gegenüber Feuchtigkeit.

Bild 3-324 zeigt die 2D-FEM-Simulation für die zapfenseitige (dynamische) und gehäuseseitige (statische) Druckverteilung unter der Dichtlippe. **Bild 3-325** zeigt dieses Dichtsystem im Schnitt.

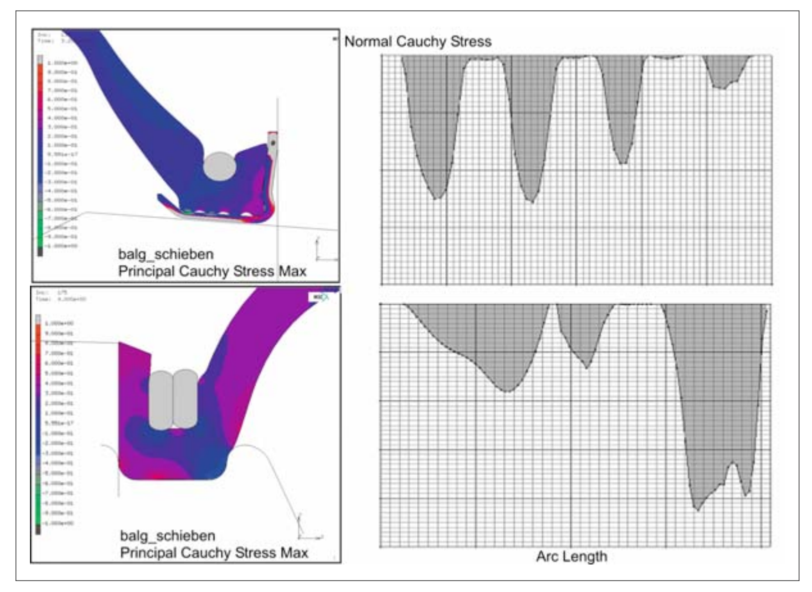


Bild 3-324: FEM-Simulationen der Druckverteilung



Bild 3-325: Dichtsystem mit L-Ring [66]

Es gibt drei unterschiedliche Balgtypen: Zwiebelbalg, Tonnenbalg und Doppelfaltenbalg (**Bild 3-326**). Der Zwiebel- oder Tonnenbalg ist kostengünstiger. Ein Doppelfaltenbalg ist bei großen Ausschlagwinkeln vorzusehen. Als dynamische Abdichtlippe wird ein 3-faches Labyrinth empfohlen.

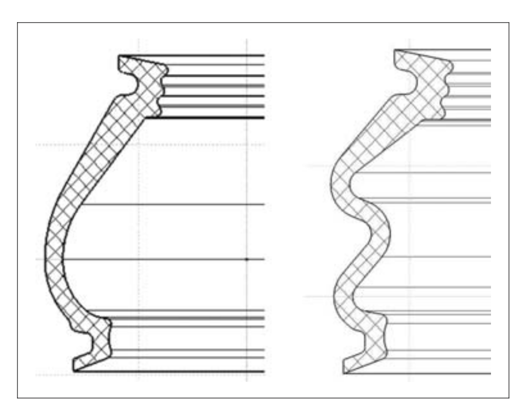


Bild 3-326: Mantelflächengeometrien für Dichtungsbalg (Zwiebelbalg und Doppelfaltenbalg) [66]

Die Faktoren, welche die Balgfunktion beeinflussen, sind sehr vielseitig:

- Werkstoff (Gummisorte, Shorehärte ...),
- maximal notwendiger Ausschlagwinkel,
- Bauraum (max. Durchmesser und Höhe),
- Mantelform; einfache Falte (Zwiebelform) oder Doppelfalte,
- Wandstärke,
- Vorspannung und Aufweitung der Spannringe bei der Montage,
- Öffnungsdurchmesser (zapfen-, gehäuseseitig),
- Temperaturbereich,
- Faltengeometrie,
- Entformbarkeit aus dem Formwerkzeug.

Die manuelle Berücksichtigung und Optimierung aller Faktoren sind sehr komplex. Daher wird der Konstrukteur bei der Auslegung des Dichtungsbalges durch eine Entwicklungssoftware unterstützt, bei der die Anzahl der Einflussgrößen auf ein erforderliches Minimum begrenzt ist.
In einem iterativem Auslegungsprozess, in dem die ausgelegten Dichtsysteme durch 2D- und 3D-FEM-Rechnungen kontrolliert und danach ggf. optimiert werden (**Bilder 3-327** und **3-328**), werden Dichtungsbalg, Spannringe und Montageparameter festgelegt. Wenn diese Entwicklungsschritte durchlaufen sind, ist die Wahrscheinlichkeit sehr groß, bei nachfolgender Bemusterung und Prüfung des Dichtsystems keine Ausfälle mehr zu haben.

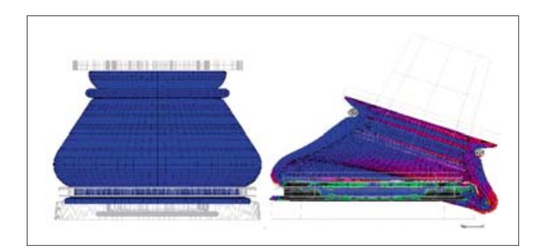


Bild 3-327: 3D-FEM-Simulation des Dichtsystems

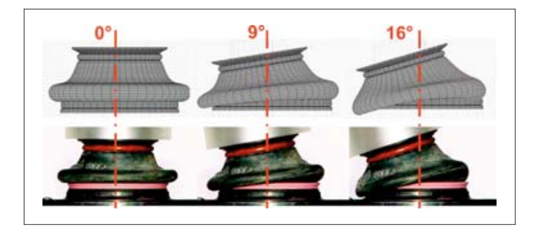


Bild 3-328: Validierung der FEM Simulation [66]

Spannring und Flachring
Um eine ausreichende Spannkraft über den Umfang der Dichtfläche und die Lebensdauer des Lagers hinweg zu gewährleisten, werden Spannringe eingesetzt, die die Kontaktsstellen des Balges zum Zapfen und Gehäuse hin verspannen.
Gehäuseseitig kommen zum Großteil Flachdrahtringe zum Einsatz. Diese bringen ausreichend Vorspannung, wenn sie über bestimmte maximale Durchmesser hinweg montiert werden. Alternativ dazu können einvulkanisierte Ringe benutzt werden, was jedoch Einschränkungen in der Formgebung des Balges mit sich bringt. Diese Einschränkungen führen dazu, dass keine kleinen Zapfendurchmesser möglich sind, oder die Mantelfläche als Tonnenform ausgeführt werden muss, mit den dementsprechenden Einschränkungen des Faltenwurfes, die damit verbunden sind. Der Vorteil des einvulkanisierten Ringes gehäuseseitig ist jedoch die robustere Montierbarkeit, die seltener als beim Flachdrahtspannring zu Problemen führt.

Zapfenseitig kommen je nach Anwendung die unterschiedlichsten Spannringtypen zum Einsatz. Runddrahtringe erlauben eine zuverlässige Vorspannung für Standardfälle. Wenn über einen größeren Durchmesser hinweg montiert werden muss, dann kommen dafür jedoch nur Flachdraht-, PUR- oder Elastomer-Ringe in Frage. Der Vorteil des Flachdrahtringes ist die bessere Konstanz der Vorspannung im Langzeiteinsatz, da dieser durch Temperaturbeanspruchung und Alterung geringere Vorspannkraftverluste erfährt. Für untergeordnete Gelenke wie z.B. Stabillenker werden auch O-Ringe aus Gummi oder aus PUR eingesetzt. Die Spannringmontage bringt häufig Qualitätsprobleme. Deshalb ist es von Vorteil, wenn der Spannring in Form von Federstahl oder Kunststoffringen in das Gummi eingelegt und mit vulkanisiert wird (**Bild 3-329**). Bei dieser Ausführung lässt sich auch die Balgnut am Gehäuse eliminieren. Es bringt deutliche Vorteile, weil das Gehäuse ohne mechanische Bearbeitung (aus Blech oder als fertigfließgepresstes „ffg“ Teil) hergestellt werden kann.

3.7.3.6 Führungsgelenke

Die Radführungsgelenke sind hauptsächlich in Radialrichtung belastete Kugelgelenke. Sie haben die Aufgabe Radträger zu führen und in der Vorderachse dessen Drehung um die Lenkachse zuzulassen.
Die Achsschenkelzapfen der früheren Zeiten mit zwei Drehlagerungen wurden vor ca. 70 Jahren durch zwei Kugelgelenke ersetzt, weil diese kostengünstiger, wartungsfreier und genauer die Aufgabe erfüllen. Jeder Radträger muss mit mindestens zwei Kugelgelenken, von denen eines unterhalb der Radmitte und das andere oberhalb angeordnet sind, geführt werden. Die Verbindungslinie der beiden Kugelmitten bildet die Lenkachse (**Bild 3-330**). Ein drittes Kugelgelenk – Außengelenk der Spurstange – benötigt man, um den Radträger mittels der Spurstange um die Achse drehen zu können.

	Formstabilität	Vorspannungs verlust	Temperatur- und Langzeiteinfluß	Nachstelleffekt	Toleranz empfindlichkeit	Vorspannungs verteilung	Gefahr der Balg-beschädigung	Vorspannkraft abhängig von Montageart	Über große D montierbar	Kosten
Runddrahtring	+	+	+	o	-	o	-	o	-	+
Flachdrahtring	++	+	+	o	-	o	-	-	o	+
Vulkanisierter Ring	++	+	+	-	o	++	++	++	--	-
PUR-Spannring	-	-	--	+	+	+	-	+	++	+
Elastomerspannring	-	-	-	++	+	+	+	+	++	+
Kein Spannring	--	-	-	+	++	-	++	++	+	++

Bild 3-329: Gegenüberstellung verschiedener Spannringausführungen für den Dichtungsbalg [66]

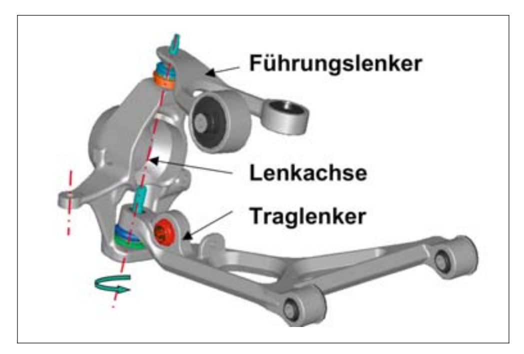


Bild 3-330: Führungs- und Traggelenke an der DQL-Vorderachsradaufhängung an der Lenkachse

Für die Hinterachse wird die Spurstange fest am Achsträger gelagert und lässt die Spureinstellung des Rades zu. Für die McPherson-Aufhängung, gilt dies auch, nur ist hier das obere Kugelgelenk durch ein Federbeinlager ersetzt, weil zwei der drei Drehbewegungen sehr klein sind und durch die großvolumigen Gummilager die unmittelbar vom Radträger kommenden vertikalen Schwingungen gedämpft werden.
Die in den Führungsgelenken auftretenden (Radial-) Kräfte (4 bis 8 kN) sind deutlich kleiner als die axialen Tragkräfte. Deswegen kommen Führungsgelenke mit kleinen Kugeldurchmessern aus (standardmäßig 22, 25 und 27 mm, decken alle Pkw-Klassen ab). Das **Bild 3-331** zeigt den Aufbau eines Führungsgelenks: es besteht aus Kugelzapfen, Kugelschale, Dichtungsbalg, Spannringen, Gehäuse und Deckel. Der Deckel gegenüber dem Zapfen ermöglicht die Montage der Schale und des Zapfens. Die Kugelschale besitzt einen dünnen Rand, der zwischen Gehäuse und Deckel geklemmt wird; einerseits gegen Verdrehen der Schale, anderseits als eine Dichtkante gegen Feuchtigkeit. Die Rollkante der Gehäuseöffnung wird nach der Montage fest auf dem Deckel zugerollt.

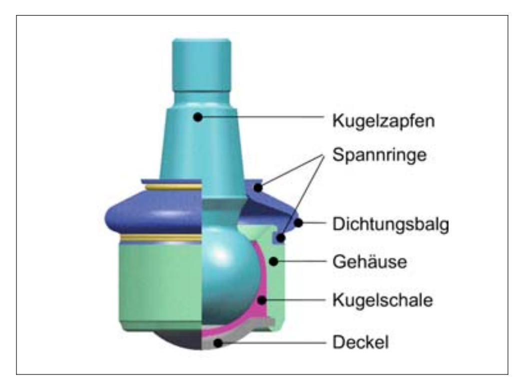


Bild 3-331: Aufbau Führungsgelenk [66]



Bild 3-332: Führungsgelenke, Gehäusevarianten [66]

Die Ausführungsvarianten beziehen sich auf die Zapfenform (Zylinder-, Kegel- oder Bundzapfen, **Bild 3-317**) und Gelenkgehäuse (Flansch-, Einpress-, Einschraub-, Anschweißgehäuse oder eingebaut im Lenker, **Bild 3-332**). **Tabelle 3-3** zeigt die gängigen Eigenschaften der Führungsgelenke.

Tabelle 3-3: Spezifikationen für Führungsgelenke

Kugelnennmaß	mm	22	25	27
Winkelausschlag	±°		25	
Außendurchmesser	mm	37	41	43
Gehäusehöhe	mm	20	21,5	23
Bauraumradius	mm	21	23	24,5
Hebelaugenhöhe	mm	14	14	16
Stat. Radialkraft	kN	6,5	8,5	10
Dyn. Radialkraft	kN	3,3	4,5	6
Losbrechmoment	Nm	6	9	10
Drehmoment	Nm		3,5 max.	
Radialelastizität	mm		0,3 max.	
Axialelastizität	mm		0,15 max.	
Temperaturbereich	°C		–40 bis 80	
Gewicht	g		schaftabhängig	

Wichtig für die unteren Führungsgelenke sind eine möglichst kompakte Einbaumasse und eine hohe Temperaturbeständigkeit, weil diese oft sehr nahe zur Bremsscheibe stehen. Bei über 100 °C empfiehlt sich ein am Gehäuse integriertes Hitzeschutzblech, um eine direkte Wärmestrahlung zum Balg zu verhindern (**Bild 3-333**).



Bild 3-333: Führungsgelenke mit Hitzeschutzblech

3.7.3.7 Traggelenke

Die Traggelenke übertragen zusätzlich zu den radialen Führungskräften auch die axialen Feder- und Dämpferkräfte. Da diese Kräfte wesentlich höher sind als die Radialkräfte, sind die Traggelenke auch größer als die Führungsgelenke (**Bild3-334**). Bedingt durch die notwendige Gehäuseöffnung am Zapfenhalsbereich ist die metallische Überdeckung in Zugrichtung kleiner als die in Druckrichtung. Deshalb müssen sie so eingebaut werden, dass die größten Kräfte den Kugelzapfen immer in Druckrichtung belasten.
Der Kugelzapfen der Traggelenke hat eine kleine Polfläche und eine Kegelanbindung. Der Gehäuseboden besitzt einen kegeligen Bereich, um die Reibmomente während der ganzen Betriebsdauer konstant zu halten. Die Kugelschale weist entweder keinen Schlitz auf und wird durch die Montage des Verschlussrings nach innen gedrückt, oder sie weist nur einen Schlitz auf, um die Tragfläche nicht zu verkleinern, damit der Kunststoff der Schale unter Last und bei hohen Temperaturen nicht wegfließt.
Der Schließring als Drehteil hat eine Nut zur Befestigung des Balges und wird nach der Montage durch die Rollkante des Gehäuses fest mit diesem verbunden.
Die zwei unterschiedlichen Ausführungen beziehen sich auf die Kugelschalen- und Verschlussvarianten (**Bild 3-335**). Ausführung „S“ ist für höhere Ansprüche und die Ausführung „L“ für die kostengünstigen Einsätze zugeschnitten. Die Schale für die L-Reihe hat nur einen Schlitz und wird am Kragen, wie bei den Führungsgelenken, zwischen dem Schließring und dem Gehäuse festgeklemmt. Die Nut für den Balg ist im Gehäuse integriert. Damit kann der Verschlussring als kostengünstiges Stanzteil hergestellt werden.

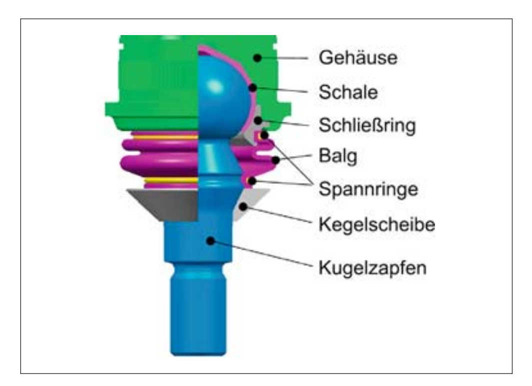


Bild 3-334: Aufbau eines Traggelenks [66]

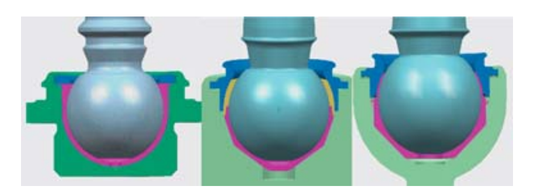


Bild 3-335: Traggelenkausführungen, links: Ausführung „L“, rechts: Ausführung „S“ [66]

Wichtig bei einem Traggelenk ist die Dauerfestigkeit der Kugelschale. Sie darf auch unter den hohen Kräften, Temperaturen und Schlägen nicht wegfließen und kein freies Spiel zulassen, da sich sonst die Kugel gegen das Gehäuse bewegt und ein Versagen des Schließringes verursacht (abgesehen von den Geräuschen, die bereits vorher auftreten). **Tabelle 3-4** zeigt die gängigen Spezifikationen der Traggelenke.

Tabelle 3-4: Spezifikationen für Traggelenke.

Kugelnennmaß	mm	30		32		35	
Ausführung		L	S	L	S	L	S
Winkelausschlag	±°	21	18	23	26	21	19
Außendurchmesser	mm	49		51		53	
Gehäusehöhe	mm	30		31		32	
Bauraumradius	mm	20		30		30	
Hebelaugenhöhe	mm	22	25	25	29	25	29
Stat. Axialkraft	kN	25		30		39	
Dyn. Axialkraft	kN	6,5	7	8,5		11	
Losbrechmoment	Nm	13	12	14	13	16	14
Drehmoment	Nm	5	3,5	6	4	6	4
Radialelastizität	mm	0,35	0,25	0,35	0,25	0,4	0,3
Axialelastizität	mm	0,2	0,15	0,2	0,15	0,2	0,2
Temperaturbereich	°C	–40 bis 80					
Gewicht	g	flanschabhängig					

Für sehr hohe Belastungen und Temperaturen muss die Kugelschale aus PEEK-Kunststoff hergestellt werden, der bei 200 °C höhere Fließgrenzen hat als POM. Die Gelenke mit PEEK-Schalen sind 20 bis 30 % teurer, weil nicht nur der Kunststoff 20-mal mehr kostet, sondern auch die Toleranzen der Gehäuseinnenbearbeitung halbiert werden müssen.

3.7.3.8 Hülsengelenke

Hülsengelenke besitzen eine Kugel mit Zylinderzapfen an den beiden Seiten und eine durchgehende Bohrung in der Mitte (**Bild 3-336**). Obwohl deren Funktion und Aufbau ähnlich wie die der Kugelgelenke sind, entspricht ihre Befestigung der von Gummilagern.

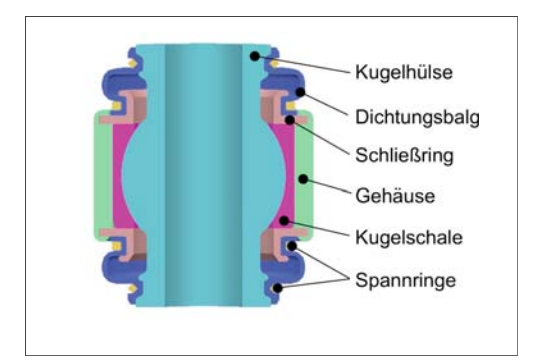


Bild 3-336: Aufbau eines Hülsengelenks [66]

Hülsengelenke werden in einer Bohrung des Lenkers oder des Radträgers eingepresst (Gehäuseaußendurchmesser mit Toleranz n7). Sie sind nicht fliegend gelagert, sondern mit einer durchgehenden Schraube von beiden Seiten (zwei-schnittig) befestigt. Die Drehung um die Längsachse ist unbegrenzt (beim Gummilager weniger als ±25°), die beiden Kippwinkel sind jedoch begrenzt auf ±10°. Sie sind trotzdem deutlich höher ist als beim Gummilager, jedoch kleiner als die der Kugelgelenke mit Zapfen.
Die Hülsengelenke können sehr hohe dynamische Radialkräfte übertragen (10 bis 20 kN), höhere als die der Kugelgelenke mit gleichem Kugeldurchmesser, jedoch keine allzu großen Axialkräfte. Sie zeigen, wie die Kugelgelenke, sehr geringe Elastizitäten unter Last und haben eine niedrige Kippmomentreibung.
Ein Hülsengelenk besteht aus einer Hohlkugel, einer Einschlitz-Kugelschale, einem zylindrischen Gehäuse und zwei Dichtungsbälgen. Die Ausführung „L“ hat ein Rohrgehäuse, das von beiden Seiten nach der Montage der Schale und den Verschlussringen aus Blech auf die Kugelschale zugerollt werden. Das Blech hat außerdem eine Nut für die Balgbefestigung.
Die Ausführung „S“ weist an einer Seite eine metallische Überdeckung der Gehäuse auf. Sie entspricht damit einerseits anderen Kugelgelenken, wird jedoch andererseits, ähnlich wie bei der „L“-Ausführung, zugerollt. Dadurch sind in dieser Richtung höhere Axialkräfte zulässig. Um diese hohen Axialkräfte weiterzuleiten, kann die Mantelfläche des Gehäuses zusätzlich einen Anschlagbund erhalten (**Bild 3-337**).

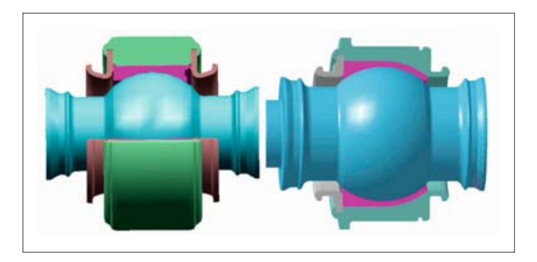


Bild 3-337: Hülsengelenke, links: Ausführung „L“, rechts: Ausführung „S“ [66]

Die Hülsengelenke werden hauptsächlich an den Mehrlenkerhinterachsen als Verbindungsgelenk zum Radträger eingesetzt, falls ein Gummilager die Anforderungen (Kräfte, Steifigkeit, Temperatur, Rückstellung usw.) nicht erfüllen kann. Die Hülsengelenke weisen im Gegensatz zu den Gummilagern kein Setzverhalten auf, auch wenn sie sehr lange Zeit unter hohen statischen Radialkräften stehen. Da die in den Hülsengelenken auftretenden Radialkräfte größer sind als die der Führungsgelenke, haben die Hülsengelenke einen wesentlich größeren Kugeldurchmesser (standardmäßig 30, 35, 40 mm). **Tabelle 3-5** zeigt die Eigenschaften der Hülsengelenke.
Eine kostengünstige Ausführung zeigt **Bild 3-338**. Die Schale und der Balg sind als 2K (Hart/Weich) einteilig aus Kunststoff gespritzt, das Gehäuse ist einfach rohrförmig und an den Enden auf die Schale zugerollt. Es sind keine Verschlussringe und keine gehäuseseitigen Spannringe mehr notwendig.

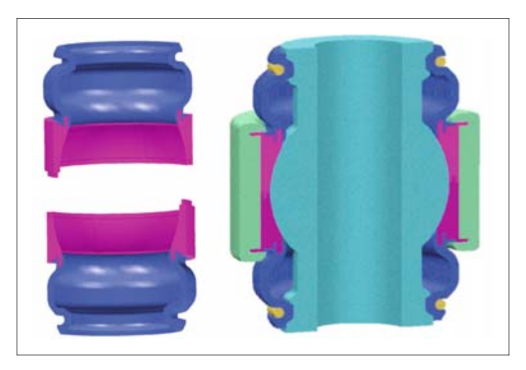


Bild 3-338: Kostengünstiges Hülsengelenk [66]

Tabelle 3-5: Spezifikationen für Hülsengelenke

Kugelnennmaß	mm	30		35		40	
Ausführung		L	S	L	S	L	S
Winkelausschlag	±°	10					
Außendurchmesser	mm	40		47		52	
Gehäusehöhe	mm	24		25		26	
Bauraumradius	mm	27		33		35	
Stat. Radialkraft	kN	4,5	5	5,5	6	8	9
Dyn. Radialkraft	kN	9	10	11	12	16	18
Losbrechmoment	Nm	9 max.		12 max.		14 max.	
Drehmoment	Nm	5 max.		7 max.		9 max.	
Radialelastizität	mm	0,15 max.					
Axialelastizität	mm	0,2 max.		0,2 max.		0,3 max.	
Temperaturbereich	°C	–40 bis 80					
Gewicht	g						

3.7.4 Gummilager

Nach den Kugelgelenken ist das „Gummilager" die wichtigste Gelenkart für die Radführung (**Bild 3-339**). Es ist vom Grundsatz her ein Kugel- und Drehgelenk mit Freiheitsgraden um Längs-, Quer- und Hochachse. Die Drehbewegungen sind auf einen Winkel von ca. ±20° bis 25° beschränkt, die kardanische Auslenkung auf ±5° und die Axial- bzw. Radialverschiebung auf ±1 bis 3 mm, jeweils abhängig von der Konstruktion des Gummilagers und seines Einsatzes.



Bild 3-339: Verschiedene Gummilagerausführungen

In kleinen Bewegungsbereichen besitzt es als einziges Gelenk alle 6 Freiheitsgrade, in großen Bewegungsbereichen jedoch nur eine Drehbewegung. Die Vorteile des Gummilagers beruhen vor allen Dingen auf den schwingungs- und schalldämpfenden Eigenschaften des Gummiwerkstoffes, das zwischen zwei Metallhülsen einvulkanisiert oder eingepresst ist.

3.7.4.1 Aufgabe, Anforderungen, Funktion

Die Gummilager erfüllen die Aufgabe, die Lenker mit dem Aufbau mit einem (großen) Drehfreiheitsgrad zu verbinden und dabei bei den dynamischen Belastungen die Schwingungsamplituden zu dämpfen. Gummilager verbessern das NVH-Verhalten des Fahrzeugs deutlich (s. Kapitel 5). Die Dämpffunktion ist in allen Richtungen wirksam, jedoch mit unterschiedliche Auswirkungen. Die Elastizitäten der Gummilager können außerdem die Radstellung beeinflussen und ein wenig exaktes Fahrverhalten verursachen.
Wird an einem Kugelgelenk im Wesentlichen nur eine Rotationsachse ausgenutzt und die beiden anderen Drehbewegungen sind sehr klein, so kann es durch ein Gummilager ersetzt werden. Da die Relativbewegung der Gelenkhälften nicht durch Gleiten, sondern durch die elastische Deformation des Gummis erfolgt, sind sie wartungsfrei. Sie sind unempfindlich gegen kurzzeitige Überlastungen, Feuchtigkeit und Korrosion und haben eine gute Isolationsfunktion. Für viele Anwendungen sind sie eine kostengünstigere Lösung als Kugelgelenke. Dagegen rufen Drehungen und Verschränkungen (kardanische Bewegungen) beim Gummilager Rückstellkräfte hervor, die oft unerwünscht sind [65].
Die wichtigste Aufgabe des Gummilagers ist die Realisierung der gewünschten elastokinematischen Eigenschaften der Radführung. Durch Toleranzausgleich und durch die kraftabhängige Nachgiebigkeit des Lagers in allen drei Belastungsrichtungen ergeben sich zahlreiche Einsatzmöglichkeiten. Diese kraftabhängige Nachgiebigkeit des Lagers lässt sich in allen drei Achsen unabhängig voneinander auslegen. Obwohl das Gummi sich unter Last elastisch verformt (niedriger E-Modul), bleibt sein Volumen konstant. Deshalb benötigt es freie Räume, in die es sich ausdehnen kann [77].

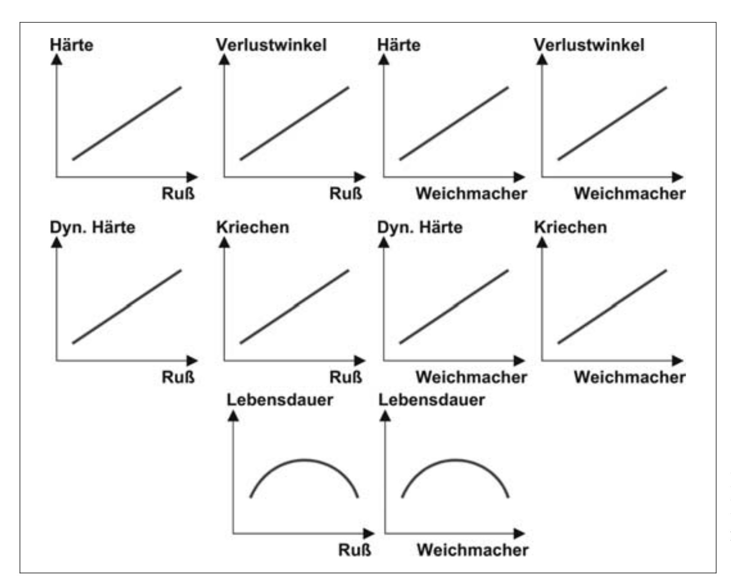


Bild 3-340:
Einfluss der Ruß- und Weichmachermenge auf die Gummieigenschaften [3]

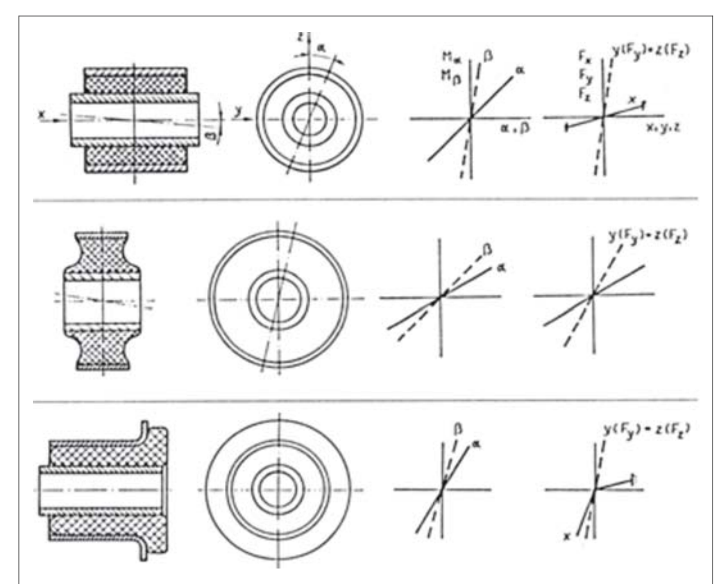


Bild 3-341:
Gummilagerauslegungen [77]

Durch Änderung der Gummimischung (Werkstoffeigenschaften **Bild 3-340**) aber auch durch die geometrische Auslegung der Hülsenabmessungen, Gummihöhe und Gummilänge können sehr unterschiedliche Gummilagerkennlinien erreicht werden (**Bild 3-341**).
Hinsichtlich der Bewegungsfreiheit bei kardanischer Verformung und axialen Bewegungen muss die Innenhülse länger sein als die Außenhülse.
Die maximale Belastbarkeit wird bestimmt durch die Gummimischung, den sich ergebenden Verformungen sowie die projizierte Fläche der Innenhülse und die daraus resultierenden spezifischen Belastungswerte.

Als Werkstoffkennwert ist der Schubmodul zu nennen, der von der Shorehärte der Gummimischung abhängig ist. Der E-Modul ergibt sich aus dem Schubmodul und dem Formfaktor „*k*“ (belastete/freie Oberfläche). Weil sich dieser Faktor sich mit steigender Belastung ändert, hat Gummi eine nichtlineare, progressive Kraft-Weg-Kennlinie [78], **Bild 3-342**.
Die allgemeinen Gummilagergleichungen lauten:

$$c_{\mathrm{d}} = E' \cdot \frac{A}{h} \tag{3.101}$$

$$c_s = G' \cdot \frac{A}{h} \qquad (3.102)$$

$$E' = 3 \cdot G\left(1 + k + k^2\right) \qquad (3.103)$$

$$G' = G \cdot f(X) \qquad (3.104)$$

$$\sigma = \frac{f_d}{h} + E \qquad (3.105)$$

c Federsteifigkeit [n/mm]
G Schubmodul [N/mm²], Funktion der Shorehärte
E Elastizitätsmodul [N/mm²], Funktion der Shorehärte und Formfaktor
X Faktor der Geometrie und der Doppelbiegung bei Schubverformung [17]
A Querschnittsfläche [mm²]
σ Spannung [N/mm²]
k belastete/freie Oberfläche [–]
f_d Federweg in Druckrichtung [mm]
f_s Federweg in Schubrichtung [mm]
h Gummihöhe in Druckrichtung [mm]

Bei gleichbleibender Shorehärte wird mit größerem Formfaktor (Vergrößerung oder Verkleinerung der Fläche zur Umfangsfläche) und damit steigendem E-Modul das Gummilager steifer, d.h., es weist eine höhere Federrate auf.
Der Formfaktor wird verkleinert, indem im Gummi Aussparungen (Nieren) vorgesehen werden (hinzufügen von freien Oberflächen). Er wird vergrößert durch zusätzlich eingebrachte Begrenzungen der freien Verformbarkeit (hinzufügen von belasteten Oberflächen), **Bild 3-343**.

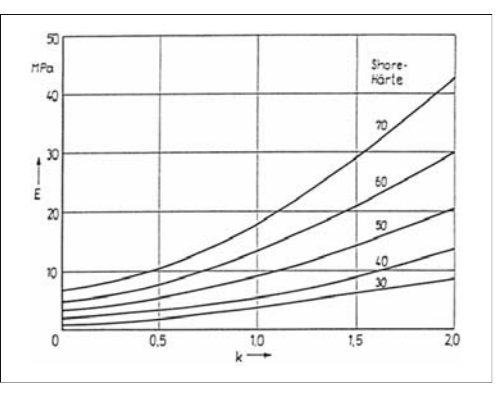


Bild 3-342: Formfaktor, Shorehärte, E-Modul [78]

Mit einer Vergrößerung des Formfaktors lässt sich das Arbeitsaufnahmevermögen (Belastbarkeit) des Gummilagers erhöhen. Durch unterschiedliche Auslegung des Formfaktors in den unterschiedlichen Richtungen erreicht man unterschiedliche Gummikennlinien.
Eine Möglichkeit zur Erzeugung einer höheren Druckspannung ist, eine Vorspannung in das Gummiteil einzubringen. Dies wird dadurch erreicht, dass die Außenhülse nicht geschlossen, sondern einen oder mehrere Schlitze aufweist. Sie wird dann bei der Montage unter radialer Verformung in das Lenkergehäuse gepresst, **Bild 3-344**.

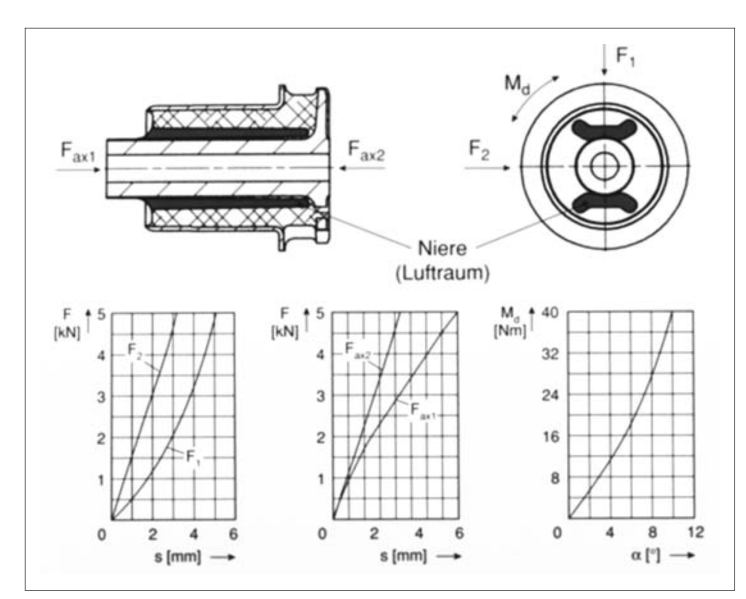


Bild 3-343:
Beeinflussung des Formfaktors [30]

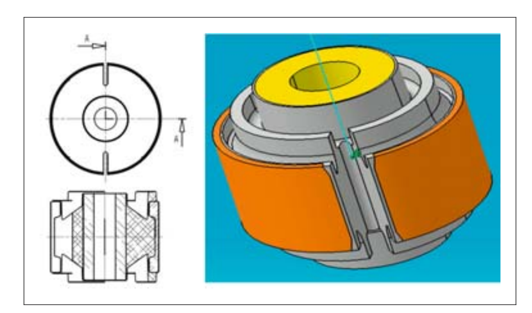


Bild 3-344: Gummilager (geschlitzte Außenhülse)

Eine weitere Möglichkeit ist, bei entsprechender Werkstoffauswahl einen Kalibriervorgang der Außenhülse vorzunehmen, wodurch bei der Durchmesserreduzierung ebenfalls eine Vorspannung erzeugt wird. Durch weitere Verfahrenstechniken kann die Außenhülse als Kunststoffteil auf das Gummi gespritzt und durch Spritzdruck und Schrumpfspannungen die notwendige Vorspannung erzeugt werden (**Bild 3-163**).

3.7.4.2 Ausführungen

Die Innenhülse wird durch zweischnittiges Klemmen einer durchgehenden Schraube befestigt. Die Stirnfläche muss so groß sein, damit auch unter maximalen Winkelausschlag entstehende Rückstellmomente kein Gleiten der Innenhülse in der Aufnahme verursachen (hohes Schraubenvorspannmoment und hoher Reibfaktor).

Bild 3-345 zeigt die unterschiedlichsten Gummilagerausführungen. Mit dem Hinzufügen von Nieren in einer Belastungsrichtung, kann die Federrate in dieser Richtung reduziert werden. Die Nieren reduzieren außerdem die translatorischen Rückstellmomente deutlich. Durch Hinzufügen von Zwischenhülsen kann ein deutlich höherer Drehwinkel erzielt werden (Reihenschaltung von Verformungswegen). Dagegen ergibt die Zwischenhülse für die radiale Belastung eine höhere Federrate (Parallelschaltung der Steifigkeit). Treten größere Axialkräfte auf, können diese durch axiale Gummianschläge aufgefangen werden. Diese Anschläge werden entweder auf den Bund an der Außenhülse oder unter den Bund der Innenhülse aufvulkanisiert (**Bild 3-346**).

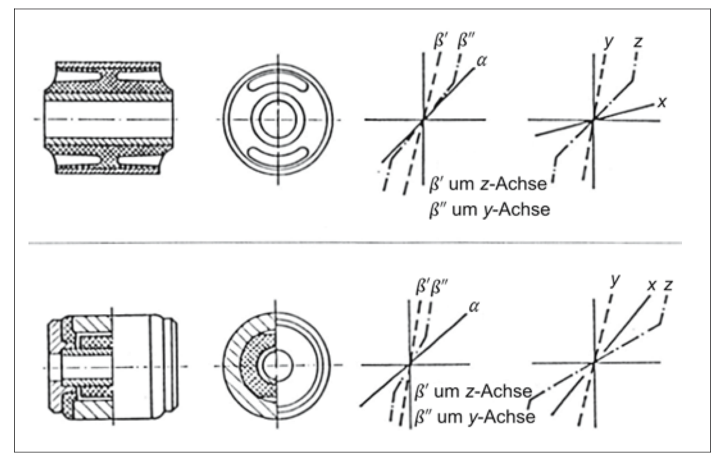


Bild 3-345: Gummilagerausführungen [77]

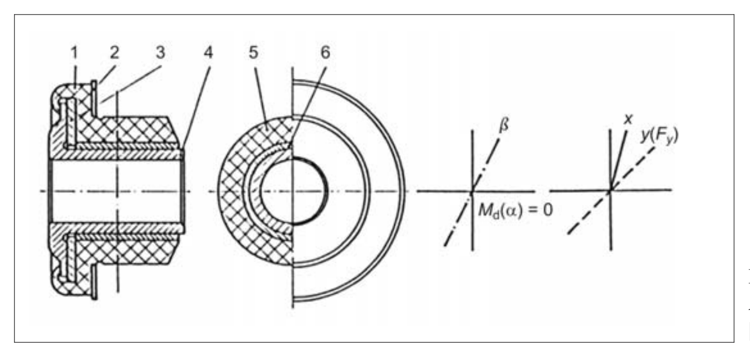


Bild 3-346: Axial abgestütztes Gummilager [77]

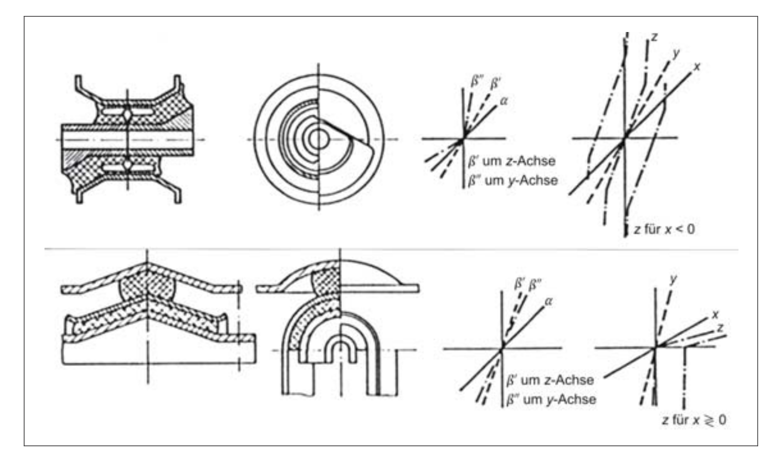


Bild 3-347:
Spurkorrigierende Gummilager [77]

Werden die Buchsen in dieser Ausführung doppelt und spiegelseitig vorgesehen, wirkt das Gummilager wie ein Festlager. Bei einseitigem Verbau ist nur eine Belastungsrichtung definiert begrenzt. In einer speziellen Bauform werden für Verbundlenkerachsen so genannte „spurkorrigierende" Gummilager eingesetzt, die konisch-zylindrisch aufgebaut sind und bei Querbelastungen am Rad eine Horizontalbewegung ausführen und die das kurvenäußere Rad einer Achse in Vorspur bewegen (**Bild 3-347**).
Die Hülsen von Gummilagern sind aus Stahl, Aluminium oder Kunststoff hergestellt. Die Innenhülse hat eine Bohrung oder Doppelzapfen zum Befestigen (**Bild 3-348**).

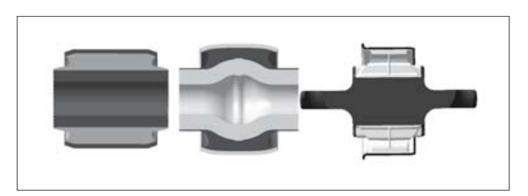


Bild 3-348: Gummilager mit unterschiedlichen Innenhülsenformen

Die Gummilagerausführungen unterscheiden sich je nach:

- der Art der Innenhülsenform: zylindrisch, oval, konisch oder kugelig,
- der Art der Axialanschläge: Loslager oder Festlager,
- dem Einsatzort: am Führungslenker (Führen, Tragen) oder am Stabilenker und als Stabilisatorlagerung (Abschnitt 3.5.4.5),
- der konstruktiven Gestaltung [78]: Gummiformartikel (reine Gummielemente, die kraft- und formschlüssig eingepresst sind), Gummimetallteile mit fester Haftung des Gummis an beiden Metallteilen, Gummimetallteile wie oben, jedoch mit zusätzlich integrierter Gleitlagerung (**Bild 3-349**), Gummimetallelemente mit zusätzlich integrierter hydraulischer Dämpfung (Abschnitt 5.6).



Bild 3-349: Gummilager mit Gleitlagerung [30]

Lagerhülsen können auf unterschiedliche Weise gefertigt werden. Sie können gezogen, stranggepresst, geschmiedet, kaltfließgepresst, gedreht, aus Blech tiefgezogen oder gerollt sein. Hülsenwerkstoffe sind Stahl, Aluminium oder Kunststoff. Die Hülsen, wenn sie aus Stahl sind, werden gegen Korrosion geschützt oder einfach mit einer dünnen Gummihaut versehen, die in die Vulkanisationsform mit eingearbeitet werden kann.

3.7.5 Drehgelenk

Das Drehgelenk ist eine typische Gelenkart mit nur einem Rotationsfreiheitsgrad (f = 1; D). Es besteht aus einem zylindrischen Zapfen und aus einem Gehäuse mit zylindrischer Bohrung. Die axiale Bewegung der Zapfen im Gehäuse wird durch seitliche Anschläge unterbunden. Die Relativbewegung ist das Gleiten der beiden sich umschließenden Flächen zueinander. Da die Flächenberührung der Gelenkhälften nur gegenüber der belasteten Seite stattfindet, entsteht auf der anderen Seite ein Spiel.
Die Berührungsflächen müssen aus gleitfähigen Werkstoffen sein, die niedrige Reibungskoeffizienten

haben und widerstandsfähig gegen Verschleiß sind. Es sind die bekannten Lagerwerkstoffe wie Bronze, Messing, Grauguss und Kunststoff (POM). Die Gleitfläche wird außerdem durch ein Schmiermittel in ihrer tribologischen Eigenschaft verbessert (s. Abschnitt 3.7.3.4). Trotzdem ist ein Verschleiß und damit ein freies Spiel in Laufe der Lebensdauer nicht auszuschließen, deshalb sind solche Gelenke selten wartungsfrei. Das ist auch der Grund, warum sie im Fahrwerk kaum noch eingesetzt werden. Wenn sie aus kinematischen Gründen notwendig sind (z.B. bei 3- bzw. 4-Punkt-Lenkern) werden sie als eine Kombination aus zwei Gummilagern ausgeführt (**Bild 3-350**); bei hoher Gummisteifigkeit verhalten sie sich wie ein wartungsfreies Drehgelenk [65].

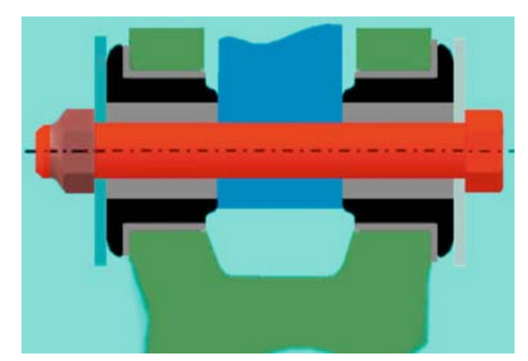


Bild 3-350: Drehgelenk als Kombination aus zwei Gummilagern mit gemeinsamer Drehachse [65]

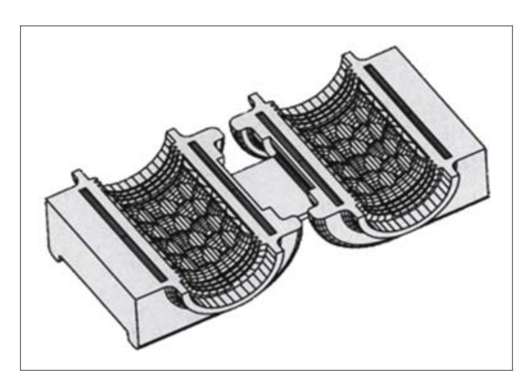


Bild 3-351: Drehgelenke mit Kunststoffgleitfläche und Gummiummantelung [30]

Eine Ausführung mit Kunststoffgleitflächen ist das so genannte „*slippery bushing*“, das als Stabilisatorlager eingesetzt wird (**Bild 3-351**).
Ein Hülsengelenk mit zwei Kugelhälften und einer zylindrischen Verbindung dazwischen kann auch als wartungs- und spielfreies Drehlager eingesetzt werden (**Bild 3-352**).

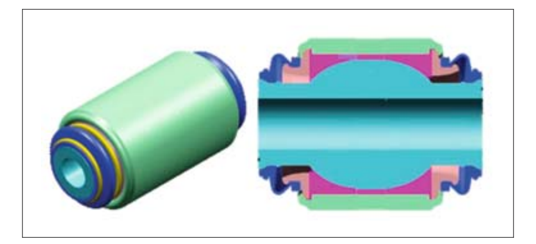


Bild 3-352: Doppelhülsengelenk als Drehgelenk [66]

3.7.6 Drehschubgelenk

Das Drehschubgelenk ist ein Drehgelenk, dessen axiale Bewegungsfreiheit nicht begrrenzt ist. Es kann sich um eine Achse unabhängig voneinander drehen und verschieben ($f = 2$; DS). Der Zylinderzapfen und das Gehäuse sind ähnlich aufgebaut wie beim Drehgelenk. Das Gehäuse ist rohrförmig und um den Axialweg länger als der Zylinderzapfen. Der Zapfen ist mit einer Stange verbunden, die aus dem Gehäuse heraus ragt. Der Lagerabstand wird vergrößert, indem die Stange an der Gehäuseöffnung nochmals gleitend geführt wird. Diese Beschreibung entspricht genau dem Aufbau eines Hydraulikzylinders (**Bild 3-353**).
Ein Drehschubgelenk ist nichts anders als ein hydraulischer Dämpfer, der neben der Funktion „Dämpfen“ auch den Radträger führt. Das Gehäuse ist fest mit dem Radträger und die Kolbenstange über ein Gummilager (Stützlager, Federbeinlager oder Dämpferbeinlager) mit dem Aufbau verbunden. Es ist fast senkrecht angeordnet (Dämpferbein), sehr oft mit der Aufbaufeder (Federbein) umhüllt. Somit dämpft und führt es nicht nur, sondern überträgt auch die Radkräfte auf den Aufbau.



Bild 3-353: Hydraulische Dämpferausführungen als Drehschubgelenk (Einrohr, Federbein, Zweirohr) [80]

Die Kolben und Kolbenstangenführungen haben nichtmetallische, gleitfreudige Führungsbänder, um das Gleiten von Stahl auf Stahl (Verschleiß) zu vermeiden. Die Rohrinnenfläche ist ständig mit Öl gefüllt, das auch als Schmiermittel dient. Die Kolbenstange, die durch Nitrocarburieren gehärtet ist, wird besonders fein geschliffen und poliert, um die Reibung zu minimieren und Dichtheit an dem Stangenaustritt zu gewährleisten.
Dämpfer sind im Abschnitt 3.6 ausführlich beschrieben, hier wird nur deren Funktion als Bestandteil eines Radführungselements hervorgehoben. Von den zwei Dämpferarten wird ausschließlich die Zweirohr-Ausführung als Radführung benutzt, weil durch die klemmkräftebedingte Deformationen im Außenrohr die Dämpferfunktion im Innenrohr nicht beeinträchtigt wird (die Einrohrdämpfer, die als Dämpfer oder Federbein eingesetzt werden, werden in einem Außenrohr als Patrone eingeschoben). Als Verbindung zum Radträger gibt es vier Möglichkeiten (**Bild 3-354**):

- ♦ mit dem Radträger zusammenschweißen,
- ♦ anschrauben zum Radträger durch die am Rohr angeschweißten Laschen,
- ♦ durch drei Schrauben befestigen,
- ♦ in eine geschlitzte, zylindrische Aufnahme einstecken und mit Quer-Schrauben einklemmen.

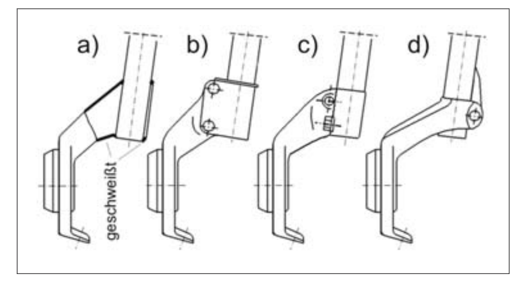


Bild 3-354: Verbindung Dämpferrohr an Radträger

Die Ausführung b) ist kostengünstiger als die Ausführung d), die wiederum eine bessere Aufnahme gewährleistet. Es ist wohl Firmenphilosophie und abhängig von der Art der Montage am Band, welche Ausführung vorteilhafter ist, weil man diesen beiden Arten überall begegnet.

3.7.7 Achsträger

Obwohl der Achsträger mit der Radführung nur unmittelbar zu tun hat, wird er in diesem Abschnitt behandelt, weil an ihm fast alle Radführungslenker mit einem Gummilager befestigt werden (**Bild 3-355**).



Bild 3-355: Hinterachsträger mit Gummilager

Der Achsträger ist ein Strukturteil und dient zur Aufnahme der Radkräfte. Somit ersetzt er mehr oder weniger das Verbindungsgehäuse der starren Achsen. Er ermöglicht die Vormontage und die Voreinstellung vieler Fahrwerkkomponenten in einem Modul.
Es gibt mehrere Bezeichnungen wie Integralrahmen, Achs- oder Fahrschemel. Hier wird die allgemeine Benennung „Achsträger“ bevorzugt, unabhängig davon, ob er mit oder ohne Gummilager mit dem Aufbau verbunden ist. Obwohl der Achsträger nicht unerhebliche Kosten verursacht (25 bis 100 €) bei einem Gewicht von 10 bis 20 kg, sind ohne ihn die heutigen Komfortansprüche nicht mehr zu erfüllen.

3.7.7.1 Aufgabe und Anforderungen

Die Aufgabe des Achsträgers besteht in der Aufnahme aller Lenker, der Lenkung, der Stabilisatoren, dem Antriebsaggregat, dem Ausgleichsgetriebe, kurzum, alles was zum Fahrwerk und Antrieb zugehört und aus Montage-, Karosseriebelastungs-, Komfort- und Steifigkeitsanforderungen her nicht unmittelbar am Aufbau befestigt werden darf. Ziel ist, so viele Fahrwerkkomponenten wie möglich auf den Achsträger zu montieren und zu justieren, um damit die komplett vormontierte Achse mit dem Antriebsaggregat als Modul mit 2 bis 6 Schrauben am Aufbau zu befestigen.
Die Aufgaben der Achsträger sind:

- ♦ Lenker aufnehmen, Radkräfte abfangen,
- ♦ Lenkgetriebe, Stabilisatoren aufnehmen,
- ♦ Feder- bzw. Dämpferkräfte, Zug- und Druckschläge aufnehmen,
- ♦ Antriebsaggregat lagern,
- ♦ in Querrichtung hohe Steifigkeit anbieten,
- ♦ in Längsrichtung die Längselastizität erhöhen,
- ♦ Elastokinematik unterstützen,
- ♦ Montage und Wartung / Reparatur erleichtern,
- ♦ kostengünstige Herstellung der kinematischen Anbindungspunkte (Hardpoints) mit enger Toleranz ermöglichen.

Die Anforderungen an die Achsträger sind:

- ausreichende Festigkeit an den Anschlussstellen aufweisen, Dauerbelastungen aushalten,
- geforderte Anforderungen an Steifigkeiten, Eigenfrequenzen und Crashverhalten erfüllen,
- möglichst leicht sein,
- mit möglichst wenigen Einzelteilen sowie Schweißnähten kostengünstig herstellbar sein,
- möglichst viele Fahrwerkkomponenten erfassen, deren Einstellungen ermöglichen,
- möglichst wenig Bauraum in Anspruch nehmen,
- durch elastische Lagerungen an der Karosserie die Weiterleitung der (Fahrbahn-)Geräusche und (Rad-) Schwingungen dämpfen,
- leichten Ein- und Ausbau ermöglichen.

3.7.7.2 Systematik und Bauarten

Es gibt unterschiedliche Achsträgerausführungen, angefangen von einfachen Querträgern (**Bild 3-356**), die nur die größten Kräfte aufnehmen (Halbträger) bis zu Achsträgern, die alle Fahrwerkkomponenten der Vorder- oder Hinterachse aufnehmen (**Bild 3-357**).
Besonders die Mehrlenkerachsen mit nur quer- und schräg angeordneten Lenkern benötigen Achsträger, weil die hohen Lenkerkräfte nicht unmittelbar an den Aufbau weitergegeben werden können und die Längselastizität der Aufhängung durch die weiche Lagerung des Achsträgers verbessert werden muss. Wenn es sich um einen Heckantrieb handelt, muss das Verteilergetriebe sowieso an einem separaten Träger gelagert sein, der gleich als Achsträger dient. Die Quersteifigkeit des Achsträgers ist wichtiger als die Torsions- bzw. Biegesteifigkeit.
Als Werkstoff wird Stahl oder Aluminium eingesetzt. Wegen des großen Volumens ist die Gewichtsersparnis durch Aluminium beachtlich (**Bild 3-357**).
Die eingesetzten Herstellverfahren sind sehr vielseitig:

- mehrteilig zusammengeschweißtes Blech,
- mit Innenhochdruck (IHU) umformte Rohrstruktur (Stahl oder Alu)
- Rohr- und Blechkombination (Stahl oder Alu),
- Alu-Niederdruck-, Kokillen- oder Druckguss
- Blech/Rohr mit Gussknoten.

Bei allen mehrteiligen Ausführungen ist auch die Dauerfestigkeit der Schweißnähte sehr wichtig, weil auf den Schlechtwegstrecken sehr hohe lokale Kräfte eingeleitet werden. Hier hat das IHU-Verfahren Vorteile (**Bild 3-358**), weil die Anzahl der Einzelteile und damit auch die Schweißnahtlängen drastisch reduziert werden.



Bild 3-356: Teilachsträger, Vorderachse des 3er BMW 1999

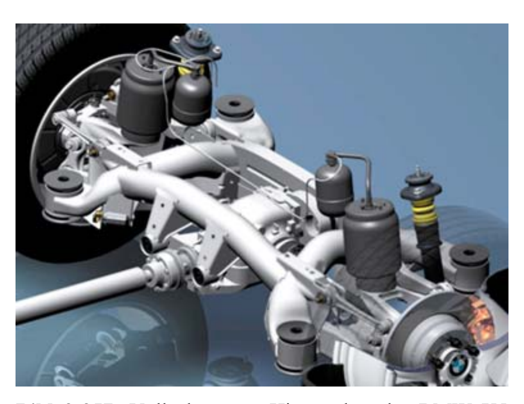


Bild 3-357: Vollachsträger, Hinterachse des BMW X5 1998

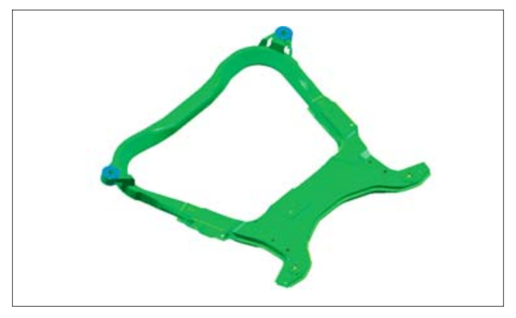


Bild 3-358: Achsträger aus Rohr in IHU-Technik hergestellt

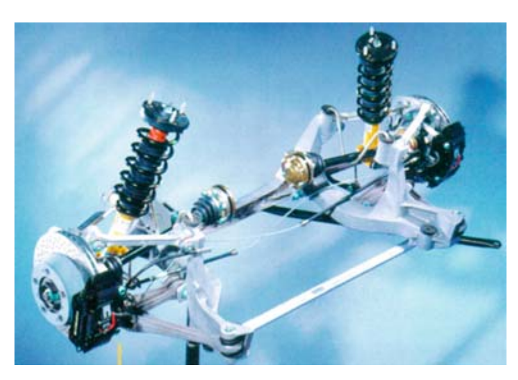


Bild 3-359: Einteilig aus Aluminium gegossener Achsträger der Hinterachse des Porsche 911

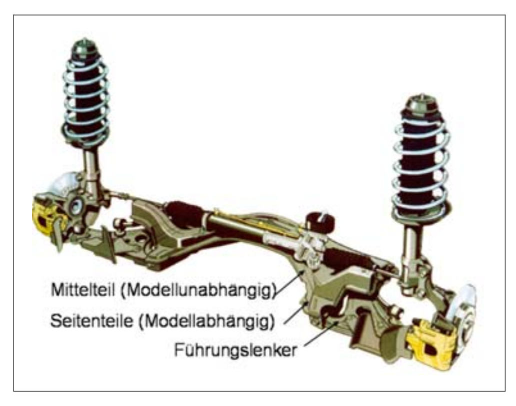


Bild 3-360: 3-teiliger Achsträger der Vorderachse des Audi A2

Noch besser sind die einteiligen Achsträger (nur möglich mit Aluminiumguss, **Bild 3-359**) oder max. dreiteilige Achsträger, die zusammen verschraubt werden, um durch Austausch der Außenteile unterschiedliche Spurbreiten zu überbrücken (**Bild 3-360**).
Obwohl der Achsträger sich für zusätzliche Elastokinematik und für Schwingungsdämpfung anbietet, indem er mit einem Gummilager mit dem Aufbau befestigt wird, gibt es vereinzelt auch Achsträger, die am Aufbau fest verschraubt werden.
Die Auslegung des Achsträgers ist die beste Spielwiese für die FEM-Ingenieure, weil es ohne den FEM-Einsatz unmöglich ist, alle Spezifikationen an Festigkeit, Steifigkeit, Schweißnahthaltbarkeit, Eigenfrequenzen (NVH) und Crashverhalten zu erreichen (**Bild 3-361**, **Bild 3-362**). Bei Erfüllung der geforderten Knickfestigkeit wird z.B. 30 % des Gewichts durch den Ersatz des Standardstahlblechs St1403 mit der hochfesten Stahlsorte H400 gespart (**Bild 3-363)**.
Bild 3-364 zeigt einen Konstruktionskatalog zur Auswahl der optimalen Achsträgerausführung [71].

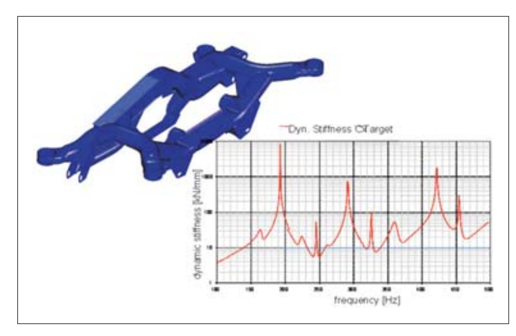


Bild 3-361: Spektralanalyse mit FEM [66]

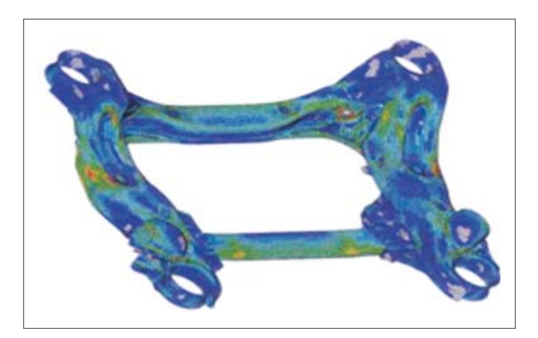


Bild 3-362: Spannungsanalyse mit FEM [66]

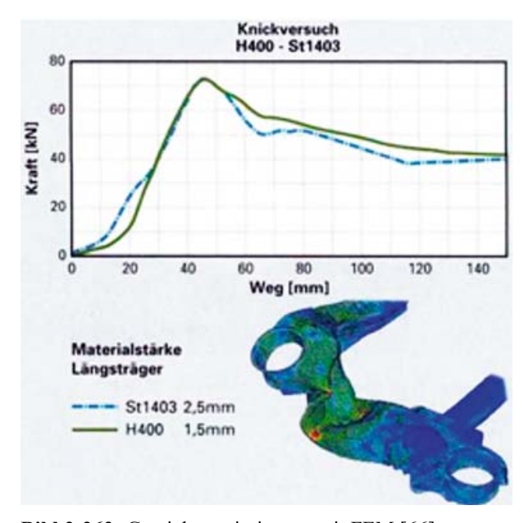


Bild 3-363: Gewichtsoptimierung mit FEM [66]

GLIEDERUNGSTEIL					HAUPTTEIL	ZUGRIFFSTEIL								
TEILEANZAHL	WERKSTOFF	HALBZEUG FORM	FERTIGUNGS VERFAHREN	Lf.-NUMMER		RELATIV GEWICHT	STEFIGKEIT	DAUER FESTIGKEIT	ENERGIE AUFNAHME	PLATZBEDARF	FORM FLEXIBILITÄT	TEILEKOSTEN	WERKZEUG KOSTEN	SERIEN EINSÄTZE
MEHRTEILIG	ST	Blech	Ziehen	1	Stahlblech-Mehrteil.	100	mittel	gut	gut	mittel	groß	100	100	100
		Rohr	Biegen	2	Stahlrohr gebogen	85	groß	gut	gut	mittel	gering	80	70	90
			IHU	3	Stahlrohr IHU	75	groß	sehr gut	sehr gut	gering	mittel	90	60	70
	Al	Blech	Ziehen	4	Alublech-mehrteilig	70	mittel	mittel	gut	groß	groß	200	120	90
		Rohr	Biegen	5	Alulrohr gebogen	65	groß	mittel	mittel	mittel	gering	150	75	80
			Strang-press	6	Spaceframe	70	groß	gut	mittel	ehr gro	hr gerir	180	50	50
			IHU	7	Alurohr IHU	60	groß	mittel	mittel	mittel	mittel	160	70	60
EINTEILIG	St	Blech	Ziehen	8	St-blech-einschalig	125	hr gerir	sehr gut	gering	groß	mittel	60	50	100
	Al	Keine	Sandguß	9	Alu-Sandguß	75	gering	gut	gering	gering	ehr gro	250	40	60
			Kokille	9	Alu-Kokillenguß	65	gering	gut	mittel	gering	ehr gro	200	50	70
			Druck-guß	11	Alu-Druckguß	55	gering	gut	mittel	gering	ehr gro	140	60	60

Bild 3-364: Konstruktionskatalog zur Auswahl der optimalen Achsträgerausführung [71]

3.8 Radträger und Radlager

Wichtige Einzelkomponenten im Fahrzeug, die auf die Fahrsicherheit und den Fahrkomfort Einfluss nehmen, können bei den aktuellen Serienfahrzeugen und ihrer laufenden Weiterentwicklung nicht mehr von ihren unmittelbaren Umgebungsbauteilen separiert und allein für sich ausgelegt und beurteilt werden. Im Bereich der Radaufhängung ist eine Fokussierung auf Radträger und Radlager erst dann sinnvoll, wenn vorher das Radmodul bestehend aus Rad, Bremssattel, Bremsscheibe bzw. -trommel, Radlager mit Nabe (Radlagereinheit), Radträger, und ggf. Verbindung zur Antriebswelle (Gelenkglocke mit Zapfen) ganzheitlich betrachtet wird (**Bild 3-365**).

Die Aufgaben des Radmoduls lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Aufnehmen und Übertragen von Kräften und Momenten zwischen Fahrwerk und Straße,
- Lagern, Führen, Lenken, Antreiben, Bremsen und Sichern des Rades.

Da das Rad, die Bremsscheibe, die Radlagereinheit sowie die Antriebswelle, ebenso wie der Bremssattel mit dem Radträger verbunden werden, entstehen Schnittstellen, die auf die Kernfunktion des Rad-Moduls (genaues Führen von Rad und Bremsscheibe) einen erheblichen Einfluss haben. Diese Schnittstellen müssen im Rahmen der Fahrwerksauslegung genau analysiert und aufeinander abgestimmt werden, wobei der Radlagerung sowie deren Einbau in den Radträger eine besondere Bedeutung zukommt.

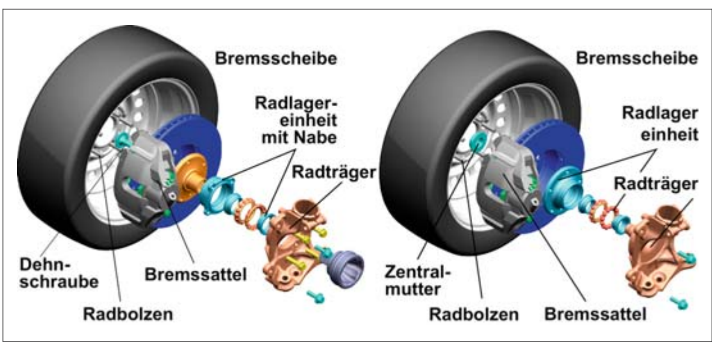


Bild 3-365: Radmodul bestehend aus Rad, Bremssattel, Bremsscheibe, Radlagereinheit, Radträger sowie Antriebswelle (links: getrieben, rechts: nicht getrieben)

Einzigartig in der Fachkompetenz, umfassend in der Themenauswahl



Braess, Hans-Hermann /
Seiffert, Ulrich (Hrsg.)

Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik

4. vollst. bearb. u. erw. Aufl.
2005. XXXVI, 847 S. Geb.
€ 89,00   ISBN 3-528-33114-3

DAS BUCH

Fahrzeugingenieure in Praxis und Ausbildung benötigen den raschen und sicheren Zugriff auf Grundlagen und Details der Fahrzeugtechnik. Dies stellt das Handbuch komprimiert aber vollständig bereit. Die Autoren sind bedeutende Fachleute der deutschen Automobil- und Zuliefererindustrie, sie stellen sicher, dass Theorie und Praxis vernetzt vermittelt werden. Diese 4. Auflage geht über die schon in der 3. Auflage erfolgten Aktualisierungen und Erweiterungen, z.B. hinsichtlich Unfallforschung, Software und Wettbewerbsfahrzeuge, noch hinaus. Dies zeigt sich besonders in den Themen Elektrik, Elektronik und Software, die dem aktuellen Stand und den Entwicklungstendenzen entsprechend neu strukturiert und in wesentlichen Teilen neu bearbeitet wurden.

DIE HERAUSGEBER

Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. Hans-Hermann Braess ist ehemaliger Forschungsleiter von BMW und Honorarprofessor an der TU München, TU Dresden und HTW Dresden.
Prof. Dr.-Ing. Ulrich Seiffert ist ehemaliger Forschungs- und Entwicklungsvorstand der Volkswagen AG, geschäftsführender Gesellschafter der WiTech Engineering GmbH, Honorarprofessor und Sprecher des Zentrums für Verkehr der Technischen Universität Braunschweig und Mitglied des wissenschaftlichen Beirates der MTZ.

zzgl. Versandkosten
Änderungen vorbehalten.
Erhältlich im Buchhandel oder beim Verlag.

Abraham-Lincoln-Straße 46
D-65189 Wiesbaden
Fax 0611.7878-420
www.vieweg.de



Radlager und Radträger werden im Fahrbetrieb dynamisch belastet und können in Missbrauchsfällen auch überlastet werden. Die Folge könnten extreme Verformungen oder Anrisse sein, wobei ein Funktionsausfall nicht zum Verlust des Rades führen darf und der Fahrer eine Überbeanspruchung am anschließenden Fahrverhalten des Fahrzeugs eindeutig erkennen können muss (z.B. durch „Geräusch vor Bruch").
Die Radlager sitzen im Zentrum des Rades und trennen die drehenden Komponenten von den stationären Komponenten des Radmoduls. Alle Kräfte und Momente werden von der Straße und dem Fahrwerk über die hochbelasteten gehärteten Wälzelemente (Wälzkörper und Wälzkörperlaufbahnen) geleitet.

3.8.1 Bauarten für Radträger

Der Teil der Radaufhängung, der das Radlager aufnimmt, wird als Radträger bezeichnet. Befindet sich der Radträger an einer gelenkten Achse, nennt man den Radträger auch „Schwenklager" oder „Achsschenkel". Entsprechend der Anzahl an Achskonzepten für Pkw (McPherson, Vierlenker, Verbundlenker, Mehrlenker, Doppelquerlenker, Trapezlenker) ist auch die geometrische Ausprägung von Radträgern vielfältig (**Bilder 3-366** bis **3-369**). Den konstruktiven Lösungen für getriebene und nicht getriebene Vorder und Hinterachsen ist gemein, dass sie

- alle Radkräfte und -momente betriebssicher aufnehmen und weiterleiten,
- den Bauraum zwischen Kinematikpunkten und Radlagerung überbrücken sowie
- das Radlager, den Bremssattel und ggf. das Federbein aufnehmen müssen.

Darüber hinaus werden an Radträgern Aufnahmen für Sensoren, Wärmeschutzbleche, oder Schlauch- und Kabelführungen integriert.
Bild 3-366 zeigt eine Auswahl von heute in Serie befindlichen Radträgern in angetriebenen Vorderachsen aus Aluminium und Stahl. Die Bandbreite reicht von relativ kompakten Bauarten mit unterschiedlichen Federbeinanbindungen für McPherson bis hin zu Schwenklagern mit der für Doppelquerlenker-Vorderachsen (DQ-Vorderachsen) typischen langen Anbindung an die obere Lenkerebene.
Oben rechts ist ein so genannter *Revo-Knuckle* gezeigt, bei dem, ebenso wie bei DQ- oder Mehrlenkervorderachsen, die Schwenkbewegung von der Einfederung durch zwei Drehpunkte kinematisch getrennt ist. Aufgrund der geringeren Neigung der Lenkachse verkürzt sich bei diesem Konzept der Störkrafthebelarm, so dass vor allem bei frontgetriebenen Fahrzeugen mit hohem Antriebsmoment Lenk-Störmomente reduziert werden [81]. Der Bremssattelhalter kann, wie im **Bild 3-366** oben Mitte gezeigt, in den Radträger integriert sein. Die höhere Steifigkeit des integrierten Halters am Radträger geht hierbei zu Lasten eines standardisierbaren Lochabstandes für die Verwendung mehrerer Bremssättel an einem Radträger.
In dem **Bild 3-367** sind verschiedene Lösungen von Radträgern an angetriebenen Hinterachsen gezeigt. Auch hier ist die geometrische Vielfalt je nach Achskonzept und Materialeinsatz sehr groß. Allen Radträgern angetriebener Achsen gemein ist die Bohrung für die Aufnahme des Radlagers und die Durchführung des Gelenkzapfens der Antriebswelle. Je nach Radlagerart kann der Radträger noch zusätzliche Bohrungen zur Befestigung der Radlagereinheit aufweisen. Während bei angetriebenen Achsen immer die Innenringe der Radlager rotieren, können es bei nicht angetrieben Achsen Innen- oder Außenringe sein.



Bild 3-366:
Radträger an angetriebenen Vorderachsen



Bild 3-367:
Radträger an angetriebenen Hinterachsen



Bild 3-368:
Radträger an nicht angetriebenen Vorderachsen



Bild 3-369:
Radträger an nicht angetriebenen Hinterachsen

Radträger nicht angetriebener Achsen (**Bilder 3-368** und **3-369**) können daher einen Zapfen zur Aufnahme des Radlagers enthalten. Dieser kann entweder bei einem geschmiedeten Träger direkt angeschmiedet oder als extra Bauteil mit einem Grundträger verschraubt bzw. verpresst sein. Eine weitere Form von Radträgern stellen Längs- oder Schräglenker dar, in die die Radlager direkt eingepresst werden.

3.8.2 Werkstoffe und Herstellverfahren für Radträger

Heute werden Radträger in Großserie aus Stahl- oder Aluminiumwerkstoffen hergestellt. Sie werden entweder gegossen, geschmiedet oder aus Blechen geformt. Da Radträger in höchstem Maße für die aktive Fahrsicherheit verantwortlich sind, werden an den Werkstoff besondere Anforderungen hinsichtlich der folgenden Kriterien gestellt:

- Steifigkeit (begrenzt durch den E-Modul),
- Streckgrenze (Reduzierung ungefederter Massen),
- Duktilität (ausreichende Verformung vor Versagen),
- dynamische Festigkeit (Verhalten unter Betriebslasten und Missbrauch),
- Korrosionsunempfindlichkeit (insbesondere galvanische Korrosion bei Kombination von Leichtmetall- und Eisenwerkstoffen),
- gute Verarbeitbarkeit, Erreichen der geforderten mechanischen Eigenschaften,
- Eignung zur spanenden Bearbeitung,
- Wirtschaftlichkeit.

Weltweit am häufigsten werden an der Vorderachse Schwenklager aus Sphäroguss und an der Hinterachse Radträger aus Stahlblech eingesetzt. Radträger aus Aluminiumlegierungen wie z.B. AlSi7Mg0,3 werden verwendet, wenn die Reduzierung ungefederter Massen im Vordergrund steht. Zusätzlich zu den bereits gängigen Verfahren wie Druckguss und Schwerkraft-Kokillenguss etablieren sich neue Verfahren wie Squeeze-Casting und Gegendruck-Kokillenguss (CPC). Letzterer zeichnet sich durch schmiedeähnliche Festigkeiten bei gleichzeitig hoher Dehnung aus [82]. Eine bewertete Übersicht der wichtigsten Auswahlkriterien für Fahrwerklenker hinsichtlich Werkstoffen, Verfahren und physikalischer Eigenschaften zeigt **Bild 3-297** im Abschnitt 3.7. Dieser Katalog kann auch für den Radträger angewandt werden. Die Aluminiumdruckgussverfahren Thixo-, Rheo- und Niederdruck-Sandguss finden noch nicht in der Großserie Verwendung, bieten aber gegenüber den derzeit in Serie befindlichen Verfahren noch weiteres Potenzial zur Gewichtsreduzierung.

Radträger aus faserverstärkten Kunststoffen sind aufgrund ihrer komplexen Geometrie, hoher Sprödigkeit durch massive Glasfaserverstärkung und der aufwändigen Anbindung an die metallischen Komponenten wie Radlager oder Bremssattel ebenfalls noch nicht in Großserie im Einsatz.

3.8.3 Bauarten für Radlager

Das ursprünglich von Menschen oder Tieren geschleppte antike Rad war in stark reibungs- und verschleißbehafteten Gleitlagern abgestützt. Mit der Verbreitung des Fahrrades Ende des 19. Jahrhunderts verspürte der Mensch die kräftezehrende Gleitreibung am eigenen Leib und trieb die Entwicklung von Fertigungs- und Anwendungstechniken von Wälzlagern voran. Der rasch wachsende Kugel- und Kugellagerbedarf für die Fahrradnaben führte zur industriellen Fertigung der Wälzlager und ermöglichte die deutliche Reduzierung der Gesamtreibung. Die seit Jahrtausenden genutzte niedrige Rollreibung zwischen Rad und Straße konnte nun auch in der Nabe des Rades genutzt werden. Viele kleine Kugeln oder Rollen wirken reibungsarm wie kleine Räder im Radzentrum.

Wurden zu Beginn für Pkw-Radlagerungen noch angestellte einreihige Kegelrollenlager oder Schrägkugellager verwendet, kommen seit den 60er Jahren hauptsächlich zweireihige Schrägkugellagereinheiten, mit einem ungeteilten Außenring und einem oder zwei getrennt angeordneten Innenringen, zum Einsatz. Je nach Integrationsgrad von Funktionen in den Innen- oder Außenring spricht man von Radlagern der 1., 2. und 3. Generation. Alle Bauformen sind in O-Anordnung ausgeführt, um eine möglichst große Stützbasis und damit hohe Steifigkeit gegen Seitenkräfte zu erzielen. In **Bild 3-370** sind alle derzeit in Serie befindlichen Arten von Pkw-Radlagerungen und damit die Entwicklung der Radlagereinheiten während der letzten 40 Jahre von links nach rechts dargestellt.

Den Vorteilen einer einfachen und bezüglich der reinen Lagerkosten preiswerten Standard-Einzellagerung mit Kegelrollenlagern (im **Bild 3-370** ganz links) stehen eine Reihe von Nachteilen gegenüber:

- Beschaffung, Bevorratung und schwer automatisierbare Montage vieler Einzelteile (Dichtung, zwei Kegelrollensätze mit Innenring und Käfig, zwei Außenringe, Fett, Stützscheibe, Sicherungsmutter, Sicherungskappe, Splint),
- Befettung und Abdichtung bei der Montage am Fahrzeug,
- Anstellung der Lagerung und Sicherung der Anstellelemente in der richtigen Position.
- kleinere Stützbasis und Momententragfähigkeit der Kegelrollen (**Bild 3-373**).

						Wälzgenietete Einheiten		
Rad	1. Gen.	1T Gen.	2. Gen. AR rotiert	2D. Gen.	3E. Gen.	2.1 Gen.	3EW Gen.	3.2 Gen.
getrieben	X E	X E		X S	X S	X E	X S	X S
Nicht getrieben	X E	X E	X E	X S	X S	X E	X S	X S

Verbindung mit Radträger: E = Einpreßkonstruktion S = Schraubkonstruktion

Bild 3-370: Bauformen in Großserie produzierter Radlagereinheiten

Mit der Einführung von so genannten Radlagern der 1. Generation wurde 1960 daher der Schritt vom Einzellager mit Einzelkomponenten, deren Axialspiel (ca. 0 bis 10 µm) nach dem Verbau in das Fahrzeug eingestellt werden muss, zu einer integrierten, einbaufertigen Einheit vollzogen. Zwei Schrägkugel- oder Kegelrollenlager werden zu einer Einheit mit einem gemeinsamen Außenring zusammengefasst und ermöglichen die Integration weiterer Funktionen:

- Abdichtung inkl. Encoder für ABS Sensorik,
- Life-time Schmierung,
- Anstellung.

Die Einzelteile sind so toleriert, dass die Lageranstellung bei der Montage durch ein definiertes Drehmoment über die Zentralmutter in relativ engen Grenzen erfolgen kann.

Begleitet wurde dieser Schritt in der Achsenentwicklung von der Zunahme frontgetriebener Fahrzeuge, zusammen mit einer höheren Forderung an die Kippsteifigkeit des Radlagers. Kommen weitere Funktionen hinzu, spricht man von steigenden Integrationsstufen oder Generationen, was gleichzeitig weniger Einzelteile und damit weniger Montageaufwand bedeutet. Insbesondere im Großserienbau ist dies wichtig, wobei eine hohe Integration auch immer eine stärkere Spezialisierung auf nur wenige Anwendungsfälle zur Folge hat. Diese Anwendungen müssen aber eine rentable Fertigungsstückzahl sicherstellen.

Radlagereinheiten der ersten Generation stellen eine einfache und kompakte Radlagerung dar, die sowohl für angetriebene als auch nicht angetriebene Räder eingesetzt werden können. Der Außenring wird in den Radträger eingepresst und mit zwei Sprengringen oder einem Bund und einem Sprengring axial gesichert. Die beiden Innenringe werden über eine Zentralmutter oder eine Dehnschraube zwischen Nabe und Welle zur Aufnahme der Lagerreaktionskräfte axial verspannt. Bei schmal bauenden Radlagereinheiten ist es nicht ausreichend, den Außenring über Sicherungsringe zu fixieren. Infolge der Kippmomente bei Kurvenfahrten kommt es zu Mikrobewegungen zwischen Radträgerbohrung und Außenring. Die daraus resultierenden Folgen, Geräuschbildung und Lockern des Ringes, können dann durch ein axiales Vorspannen des Außenringes vermieden werden.

In Radlagern der 2. Generation, die sich ca. seit 1970 im Serieneinsatz befinden, ist der drehende Flansch zur Aufnahme von Bremsscheibe und Felge in den gemeinsamen Außenring integriert. Dies spart ein zusätzliches Bauteil ein und führt zu Gewichtsreduzierung in der Radführung. Während die klassischen Radlager der 2. Generation nur für nicht angetriebene Achsen verwendet werden können, sind Radlager der 2D-Generation mit einem integrierten, stationären Flansch zur Verschraubung mit dem Radträger auch in angetriebenen Achsen einsetzbar.

Radlager der dritten Generation sind seit 1980 in Serie. Sie besitzen je einen integrierten Flansch am Außen- und Innenring zur Aufnahme von Bremsscheibe und Rad bzw. zur Verbindung mit dem Radträger. Ist die radseitige Innenringlaufbahn in den Flansch integriert, so spricht man von einer 3E-Generation, die im Gegensatz zur 3.2- bzw. 2.1-Generation nur einen separaten Innenring aufweist. Beide Varianten eignen sich sowohl für den Einsatz in angetriebenen als auch nicht angetriebenen Achsen. Vergleicht man die Einheiten 3.2 und 3E bezüglich ihrer technischen Merkmale, so sind sie hinsichtlich Ermüdungslebensdauer, Planlaufgenauigkeit und Dichtheit gleichwertig. Im Hinblick auf Bauteilfestigkeit, Steifigkeit und Gewicht pro Bauraum besitzt die 3E-Generation Vorteile, wohingegen die 3.2-Einheit bei der Materialauswahl für den Radflansch im Vorteil ist. Dritte Generationen mit zwei in den Flansch integrierten Innenringlaufbahnen konnten sich aufgrund des montagebedingten geringeren Kugelfüllungsgrades und der damit schlechteren Überrollfestigkeit nicht durchsetzen. Wird in die Radlagereinheit zusätzlich das Außenprofil des Gleichlaufgelenkes als Laufbahn integriert, so bezeichnet man dies als 4. Generation. Diese befinden sich bisher nicht im Großserieneinsatz (s. Abschnitt 3.8.6).

Der weltweite Marktanteil von Radlagereinheiten der 3. Generation wuchs in den letzten Jahren kontinuierlich zu Lasten der Einheiten der 1. und 2. Generation. Die Gründe hierfür sind vielfältig und reichen von technischen Vorteilen bis hin zu strategischen Entscheidungen:

- keine Mikrobewegungen zwischen Außenring und Radträger und damit Vermeidung des so genannten „Radlagerknackens“,
- höhere Flanschfestigkeit bei 3E,
- einfachere Montage an den Radträger,
- höhere Rundlaufgenauigkeit durch Verschraubung statt Presssitz des Außenrings,
- höhere Präzision (Vorspannung),
- Outsourcing-Strategie der OEM wird entsprochen, weniger Invest bei neuen Plattformen,
- Systemverantwortung liegt in einer Hand beim Wälzlagerhersteller.

Um die Lagerlebensdauer und die Führungsgenauigkeit zu erhöhen, werden Radlager der 1. bis 3. Generation inzwischen so ausgelegt, dass sie unter leichter Vorspannung laufen (ca. 0 bis 40 µm). Die Einstellung der Vorspannung erfolgt entweder lösbar über die Gelenkwellenverschraubung während der Gelenkwellenmontage im Fahrzeug oder unlösbar „for life“ während des Herstellprozesses der Radlagereinheit (Generationen 2.1, 3EW und 3.2 in **Bild 3-370**).

Bild 3-371 verdeutlicht den prinzipiellen Unterschied zwischen einer 3E- und einer 3EW-Radlagereinheit im Einbaufall. Im Falle der vorgespannten 3EW-Einheit dient die Mutter auf dem Gelenkwellenzapfen nur noch der axialen Sicherung der Gelenkwelle, die korrekte Vorspannung für die Radlagereinheit ist durch einen so genannten Wälznietprozess sichergestellt. Hierbei wird bereits während der Lagermontage eine Halteschulter zur Entlastung der Zentralmutter plastisch angeformt und gleichzeitig die Vorspannung im Lager eingestellt (**Bild 3-371**, rechts).

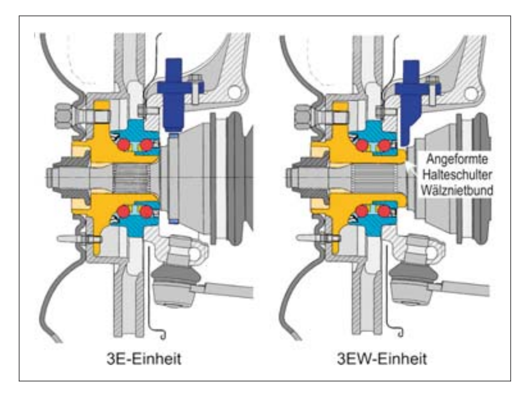


Bild 3-371: Gelenkwellenverschraubung einer 3E- und einer 3EW-Radlagereinheit

Prinzipiell muss zwischen Konstruktionen unterschieden werden, bei denen die Radlagereinheit mit dem Außenring in den Radträger eingepresst (1., 1T- oder 2.1-Gen.) oder über den integrierten Flansch mit dem Radträger verschraubt wird (2D-, 3E-, 3EW- oder 3.2-Gen.). Bei Radlagern mit Außenringflansch werden die Kräfte über die Schraubverbindung in den Radträger geleitet und die Radlagereinheit gleichzeitig axial fixiert (**Bild 3-372**).

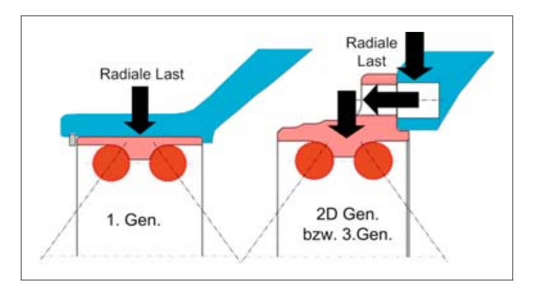


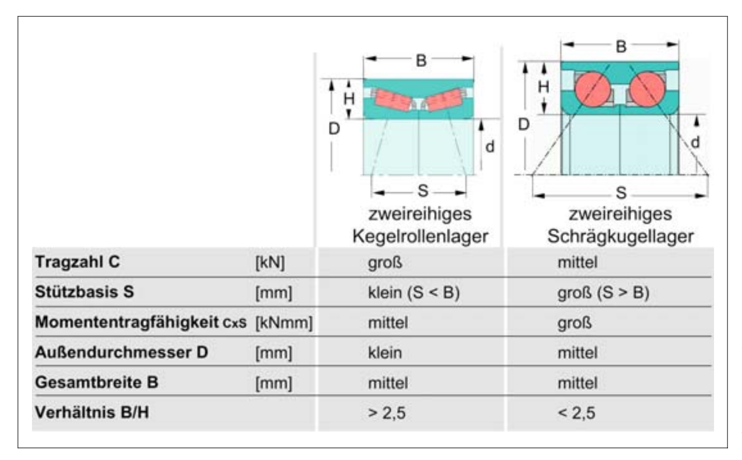
Bild 3-372: Eingepresste Radlagereinheiten vs. verschraubte Radlagereinheiten

Dies erweist sich insbesondere bei der Verwendung von Aluminiumradträgern als Vorteil, da damit das Problem unterschiedlicher Wärmeausdehnungskoeffizienten und die damit verbundene Gefahr von Mikrobewegungen und Spielveränderungen an der Schnittstelle Radträger-Außenring umgangen wird.

Werden Einpresslösungen in Verbindung mit Aluminiumradträgern verwendet, so muss zusätzlich zum Sicherungsring auf konstruktive Lösungen zurückgegriffen werden, die eine ausreichende axiale Fixierung auch bei erhöhten Temperaturen garantieren. Dies kann durch einen höheren Presssitz (ggf. Montage mit angewärmten Radträgern) in Verbindung mit einem Sicherungsring erfolgen, der den Lageraußenring axial vorspannt.

Alle Ausführungen existieren prinzipiell sowohl mit Kegelrollen als auch mit Kugeln als Wälzkörper, wobei die Verwendung von Schrägkugellagereinheiten für Pkw die gängigere ist. Kegelrollenlagereinheiten kommen hauptsächlich dann zum Einsatz, wenn eine höhere Traglast, wie z.B. für SUV oder Light-Truck-Anwendungen, gefordert wird. Dies geht aber zu Lasten einer geringeren Momententragfähigkeit und damit Kurvenbelastbarkeit, wie **Bild 3-373** anhand der Lagerkenndaten veranschaulicht.

Grundsätzlich ist die Funktion aller gezeigten Radlagergenerationen sichergestellt. Sie sind daher weltweit im Serieneinsatz. Bei kleinen Fahrzeugen dominieren aus Kostengründen die 1. und die 1T-Generation. 1T-Einheiten kommen in kleinen Fahrzeugen speziell dann zum Einsatz, wenn an nicht angetriebenen Hinterachsen insbesondere bei Trommelbremsen radial klein gebaut werden soll.



		zweireihiges Kegelrollenlager	zweireihiges Schrägkugellager
Tragzahl C	[kN]	groß	mittel
Stützbasis S	[mm]	klein (S < B)	groß (S > B)
Momententragfähigkeit c_{xs}	[kNmm]	mittel	groß
Außendurchmesser D	[mm]	klein	mittel
Gesamtbreite B	[mm]	mittel	mittel
Verhältnis B/H		> 2,5	< 2,5

Bild 3-373:
Vergleich von Schrägkugellager-einheiten mit Kegelrollenlager-einheiten hinsichtlich Tragzahl und Stützbasis

In den mittleren und schweren Fahrzeugklassen ist ein eindeutiger Trend für eine bestimmte Lagereinheit nicht erkennbar. Werden aus Gewichtsgründen Aluminiumradträger eingesetzt, so werden die Generationen 2D, 3E, 3EW und 3.2 verwendet, die z.T. mit erheblichen Produktionsinvestitionen bei der Wälzlagerherstellung verbunden sind. Daher werden auch bei schweren Fahrzeugen mit kleineren Losgrößen Radlager der 1. Gen. verbaut. Oft entscheidet die Fertigungstiefe des Automobilherstellers über die Auswahl der Radlagergenerationen.

3.8.3.1 Dichtung

Bei allen Radlagereinheiten spielt die Abdichtung eine wichtige Rolle. Das Dichtsystem im Radlager verhindert das Eindringen von Festkörperpartikeln oder Korrosion erzeugenden Medien (z.B. Flüssigkeiten, Straßensalz) in die Lagerlaufbahnen und den Austritt des Schmierfettes. Die in Radlager eingesetzten Dichtungssysteme müssen für den Fahrbetrieb so ausgelegt sein, dass auch bei hohen Beanspruchungen durch Verkippungen des Systems Radlager/Radträger bei Seitenbeschleunigung kein Abheben zwischen der rotierenden Radnabe und dem stehenden Radlagerring entsteht. Auch hierbei darf dann kein Umgebungsmedium in den Wälzkontakt gelangen.
Heute werden hauptsächlich zwei Dichtkonzepte in Radlagereinheiten eingesetzt: Dicht- und Schleuderscheibe oder Dichtungskassetten (**Bild 3-374**). Herkömmliche schleifende Dichtungen und mit dem Innenring umlaufende Schleuderscheiben müssen in Nuten im Außen- bzw. Innenring fixiert werden (**Bild 3-374a**). Die Schleuderscheibe dreht sich mit dem Innenring und besteht aus einer Blecheinlage zur Versteifung sowie einer allseitigen Gummiummantelung als Korrosionsschutz. Dichtungskassetten enthalten die Funktion beider Teile in Integralbauweise und werden auf den dafür vorgesehenen Dichtungssitz (min. 5 mm Breite) in das Lager montiert (**Bild 3-374b**). Ihre Verwendung ermöglicht eine definierte axiale Vorspannung der Dichtlippen und den Entfall der Haltenuten. In die Dichtungen kann zusätzlich die Funktion des Encoders für die ABS-Sensorik integriert werden. Ist dieser magnetisiert, spricht man von Multipoldichtungen (**Bild 3-374c/d** sowie **Bild 3-377**).

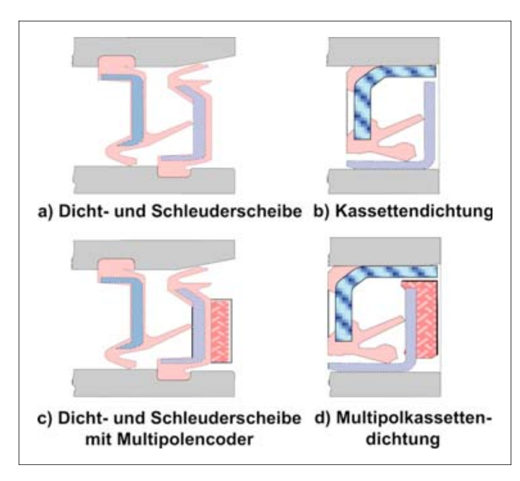


Bild 3-374: Dicht- und Schleuderscheibe und Dichtungskassetten in Integralbauweise mit und ohne Encoder

Die Gestaltung von Dichtungen, Schleuderscheiben und Kassetten variiert von Hersteller zu Hersteller und es existieren zahlreiche Konstruktionen zur geometrischen Anordnung und Ausprägung von Dichtungen, so dass der Unterschied der Prinzipien nur beispielhaft veranschaulicht wird. Beide Konzepte schützen das Lager wirksam gegen das Eindringen von Schmutz und Spritzwasser bzw. Fettaustritt. Für höhere Anforderungen, wie z.B. bei Geländefahrzeugen, kann der Anpressdruck der Dichtlippe über eine ringförmige Feder erhöht werden.

3.8.3.2 Schmierung

Radlagerungen werden in der Regel mit Langzeitwälzlagerfetten „for-life“ geschmiert, für die sich lange, über die gesamte Fahrzeuglebensdauer reichende Lagergebrauchsdauerwerte ergeben. Sie sind die Grundvoraussetzung für den Einsatz von Radlagereinheiten, da bei vorzeitigen Lagerausfällen die ganze Lagereinheit getauscht werden muss. Meist verwendet man Fette auf Lithium-Seifenbasis mit einer hohen Grundölviskosität, da sie für einen breiten Last-, Drehzahl- und Temperaturbereich geeignet, sehr alterungsbeständig und bis 90 °C wasserbeständig sind. Um die Lagerstellen zu schmieren genügt es, die Freiräume innerhalb des Lagers zu füllen. Zur Erfüllung der „for-life“-Forderung ist eine wirksame Trennung aller im Wälzlager in Kontakt tretenden Funktionsflächen durch einen ausreichenden Schmierfilm (**Bild 3-375**) notwendig. Eine optimale Schmierung ist danach gewährleistet, wenn die Schmierfilmdicke so aufrechterhalten werden kann, dass eine Mischreibung oder metallischer Kontakt zwischen den Kontaktpartnern verhindert wird. Die üblichen Umfeldbedingungen, wie Winterbetrieb, Schlechtwegstrecken, Witterungseinflüsse usw. müssen von den eingesetzten Schmierstoffen ertragen werden. Radlagerfette sind in der Regel für einen Temperaturbereich von –40 °C bis kurzzeitig über 100 °C ausgelegt. Für höhere Anforderungen hinsichtlich Lagerbeanspruchung (Last, Drehzahl), Laufeigenschaften (Geräusch, Reibung) oder Umwelteinflüssen (Feuchtigkeit, Fremderwärmung) kann auch auf Sonderfette mit höherwertigeren Verdickern, Grundölen oder Additiven (z.B. EP-Zusätze) zurückgegriffen werden [83].

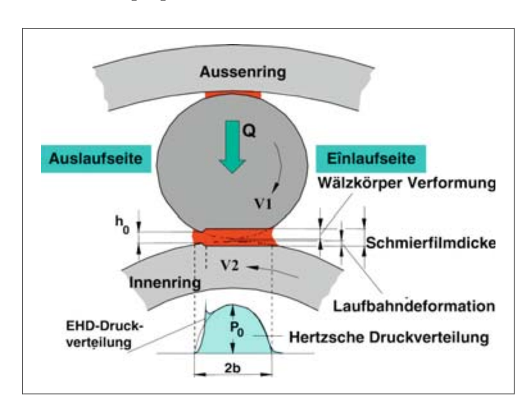


Bild 3-375: Elastohydrodynamischer Schmierfilm und Druckverteilung

3.8.3.3 ABS-Sensoren

Insbesondere in Europa sind die meisten heutigen Pkws mit ABS und ESP ausgestattet, zu deren Funktion die Raddrehzahl ermittelt werden muss. Dies geschieht in der Regel über einen Impulsgeber (Encoder) und einen Sensor, die in die Umgebung von Radlager, Radträger und Gelenkglocke integriert werden. Die prinzipielle Funktionsweise ist in **Bild 3-376** dargestellt (s. hierzu auch Abschnitt 3.3.7.2).

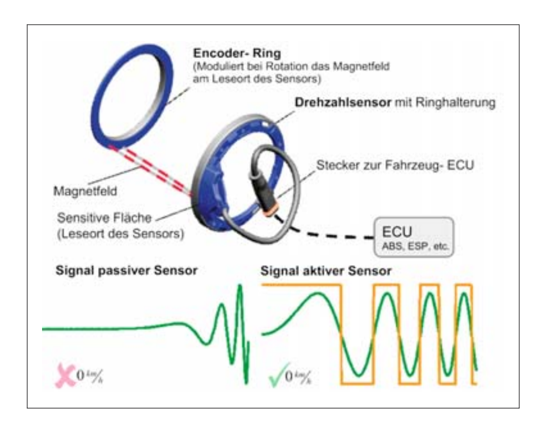


Bild 3-376: Encoder-Sensor-System mit aktivem oder passivem Sensor

Ein Impuls- oder Encoderring, der mit der Raddrehzahl umläuft, moduliert ein Magnetfeld, das von einem Sensor an der sensitiven Fläche (sog. Leseort) aufgenommen und intern in eine Wechselspannung umgewandelt wird. Bei „passiven“, induktiven Sensoren ist die Amplitude des Sinussignals störempfindlich und von der Geschwindigkeit abhängig, weshalb sich diese Sensoren nicht für eine sichere Signalumformung bis zum Stillstand des Fahrzeugs eignen. Erst mit der Verwendung so genannter „aktiver“ Sensoren, die mit Hall-Differenz-IC's oder magnetoresistiv arbeiten, steht ein stabiles Ausgangssignal mit drehzahlunabhängiger Signalhöhe bis nahezu Geschwindigkeit Null zur Verfügung. Es wird als Rechtecksignal an die Fahrzeug-ECU weitergegeben und kann zusätzlich zur ABS-Regelung auch für ASR oder ESP eingesetzt werden.

Neueste Sensoren besitzen zusätzliche Intelligenz in Form von Drehrichtungserkennung und sog. „Luftspaltreserven“, d.h. die Sensoren liefern eine Information, ob sich der Abstand zwischen Sensor und Encoder im Sollbereich, im kritischen Bereich oder außerhalb des zulässigen Bereichs befindet. Ein möglicher Ausfall des Sensors wird so frühzeitig erkannt, die Funktion des Sensors damit sicherer und robuster gegen Luftspalttoleranzen. Encoder können als Impulsräder in Form von Zahnrädern oder Lochkränzen ausgebildet sein und sind in dieser Form für jede Radlagergeneration geeignet. Sie werden entweder aus Blech oder Sintermaterial gefertigt und auf die Radnabe, die Gelenkglocke oder den drehenden Außenring aufgepresst (**Bild 3-377**, unten). Ein stationärer aktiver oder passiver Sensor tastet die Zähne oder Löcher des Impulsrades ab. Anforderungen bestehen

hinsichtlich Korrosionsbeständigkeit, minimalem Radialschlag und möglichst kleiner Spaltbreite. Eine Variante stellt der Impulskäfig dar, der ähnlich einem Nadellagerkäfig ausgeführt ist und in nicht angetriebenen Einheiten höherer Generation zum Einsatz kommt (**Bild 3-377**, unten, zweiter von links). Ohne axiale Bauraumvergrößerung ist er im Lagerinneren auf der Radaußenseite angeordnet und wird vom Sensor radial nach außen abgetastet.
Da Hall-Sensoren deutlich geringere Magnetflußänderungen benötigen als induktive Sensoren, ist auch die Integration des Impulsringes in die Schleuderscheibe oder die Dichtung möglich, wenn vor der Vulkanisierung in die Blecheinlage eine definierte Anzahl von Fenstern gestanzt wird (**Bild 3-377**, oben links). Bei Verwendung einer Impulsdichtung beträgt die Gewichtseinsparung im Vergleich zum gesinterten Impulsrad ca. 150 Gramm. Je nach Sensortyp kann die Magnetisierung im Encoder oder im Sensor integriert sein. Geschieht dies im Encoder, so spricht man von Multipolencodern, in denen sich Süd- und Nordpol des Magneten auf einem Trägerblech abwechseln (**Bild 3-377**, rechts). Die Polpaaranzahl legt die Anzahl der Inkremente pro Umdrehung fest, die anschließend vom Sensor erkannt werden.

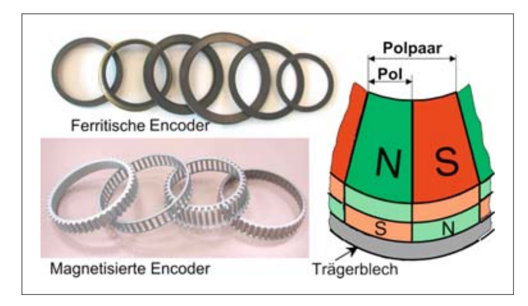


Bild 3-377: Encodervarianten

Der Sensor kann je nach Sensorkonzept im Radträger, über einen ringförmigen Halter oder im stehenden Außenringflansch montiert werden (**Bild 3-378**). Vorteile von gekapselten Lösungen, wie der Ringhalterung (**Bild 3-378**, oben rechts), sind der elektromagnetisch abgeschirmte Raum, die gekapselte, korrosionsgeschützte Ausführung und bei entsprechender Steckerausführung die Möglichkeit der Komplettmontage. Insbesondere in Nordamerika stellt der durch den Außenring zwischen die Rollen- oder Kugelreihen geführte Stecksensor eine weit verbreitete Lösung dar (**Bild 3-378**, unten rechts).
Bild 3-379 zeigt eine Zusammenfassung der möglichen Kombinationen von Sensoren und Encodern. Es bewertet diese Lösungen hinsichtlich ihres Einsatzes in der Praxis. Um den Sensor sicher schalten zu lassen, ist ein ausreichend starkes Magnetfeld (magnetische Flussdichte) und eine hohe Teilungsgenauigkeit der einzelnen Pole bzw. Polpaare notwendig (**Bild 3-380**).

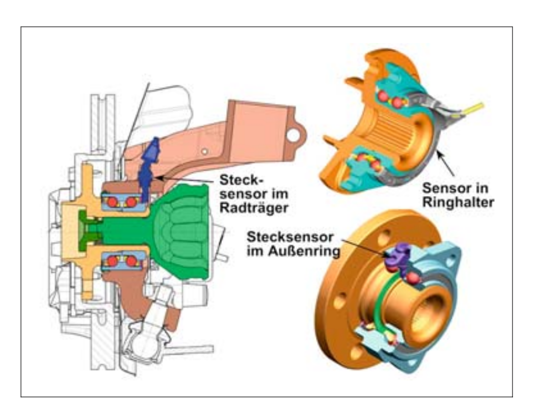


Bild 3-378: Möglichkeiten der Sensormontage

	Metall- Encoder	Multipol- Encoder
Passiver Sensor mit Magnet	✓	O
Passiver Sensor ohne Magnet	–	O
Aktiver Sensor mit Magnet	✓	O
Aktiver Sensor ohne Magnet	–	✓

✓ Stand der Technik; – ohne Funktion; O keine gängige Praxis

Bild 3-379: Sensor- und Encoder-Kombinationen

Zwei Kenngrößen, die die Genauigkeit eines Encoders beschreiben, sind der Einzelteilungsfehler (ETF) und der Summenteilungsfehler (STF). Der Einzelteilungsfehler ergibt sich aus der Abweichung zwischen Ist- und Sollbreite eines Polpaares, wohingegen der Summenteilungsfehler die Verteilung der Einzelteilungsfehler auf dem Umfang widerspiegelt.
Viele aufeinander folgende Einzelteilungsfehler mit gleichem Vorzeichen haben einen hohen Summenteilungsfehler zur Folge. Beide Größen werden sowohl während der Entwicklung als auch in der Serienfertigung zu 100 % geprüft und als Referenz für die Güte des ABS-Systems verwendet. Der Teilungsfehler wird durch

- die Genauigkeit des Encoders,
- den Luftspalt zwischen Sensor und Encoder und
- den verwendeten Sensor

festgelegt. Während die Genauigkeit des Encoders im Wesentlichen von der Homogenität der verwendeten Materialien, der Genauigkeit der Magnetisiervorrichtung sowie der mechanischen Güte bei der Encoder-Herstellung abhängt, nehmen die Teilungsfehler mit steigendem Luftspalt progressiv zu (**Bild 3-381a**).

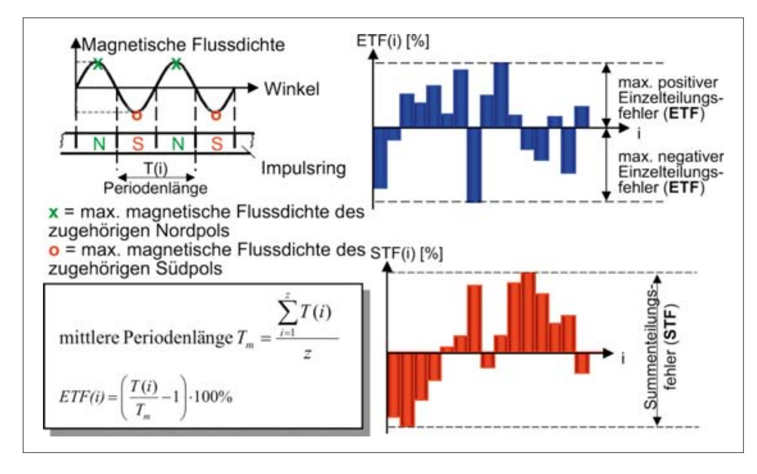


Bild 3-380: Teilungsfehler am Encoder, Begriffsdefinitionen

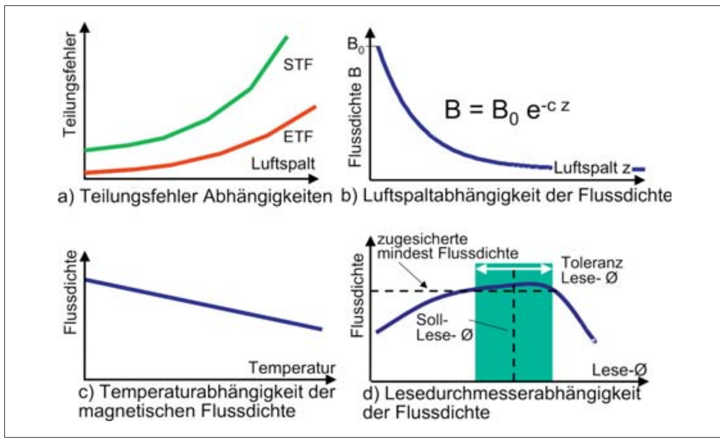


Bild 3-381: Auslegung Encoder-Sensor-Schnittstelle

Die Flussdichte und damit das für die einwandfreie Funktion des Encoder-Sensor-Systems notwendige Magnetfeld nehmen mit zunehmendem Luftspalt exponentiell ab (**Bild 3-381b**). Daher ist bei der Auslegung der Sensor-Encoder-Schnittstelle der Luftspalt während des Betriebs so klein wie möglich zu halten. Die magnetische Flussdichte nimmt mit zunehmender Temperatur annähernd linear ab (**Bild 3-381c**). Der Effekt ist reversibel, jedoch ist die maximale Einsatztemperatur bei der Auslegung zu berücksichtigen. Für Barium-Ferrit (Temperaturkoeffizient Tk = 0,2 %/K bezogen auf 20 °C) ergibt sich bei einer max. Einsatztemperatur von 150 °C ein Flussdichteverlust von 26 %. Der Lesedurchmesser des Sensors hängt von der Flussdichte ab, so dass sich für die Mindestflussdichte ein Soll-Lesedurchmesser mit entsprechendem Toleranzfeld ergibt (**Bild 3-381d**).

3.8.4 Herstellung von Radlagern

Um die für die permanente Leistungssteigerung notwendige hohe Präzision zu erreichen, sind Radlagereinheiten vom Schmieden bis zur Montage das Ergebnis eines hochmodernen, ganz auf die Großserie abgestimmten Fertigungsprozesses (**Bild 3-382**).

3.8.4.1 Ringe und Flansche

Schmieden: In Schnellschmiedepressen werden Ringe und Flansche formgenau gepresst. Schmiedepressenart sowie die Taktzeit werden durch die Ring- bzw. Flanschgeometrie bestimmt. Im Anschluss an die Operationen Abscheren, Stauchen, Vorformen, Fertigformen und Stanzen werden die Presslinge für eine optimale spanabhebende Bearbeitung spannungsfrei geglüht.

Drehen: Auf leistungsstarken Mehr-Spindel-Automaten werden die Rohlinge außen und innen gedreht. Alle Ringe liegen bereits sehr nahe am Endmaß, das Profil der Laufbahnen sowie die Geometrie für die Aufnahme der Dichtung sind nach diesem Arbeitsgang fertig bearbeitet. Flansche werden ebenfalls an den Funktionsflächen bis nahe ans Endmaß gedreht.

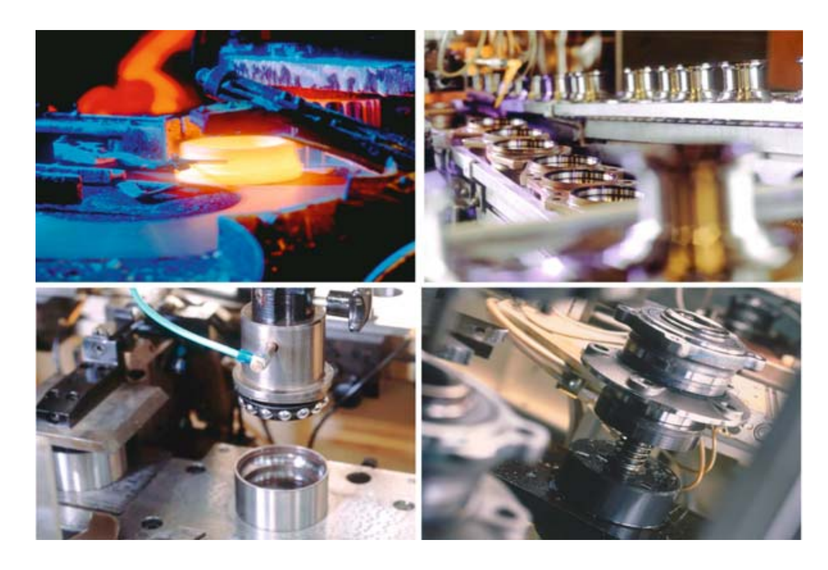


Bild 3-382:
Fertigung von Radlagern in Großserie

Härten: Innenringe und Außenringe der 1. Generation werden durchgehärtet, wohingegen in Naben und Außenringen höherer Generationen nur partiell die Laufbahnen induktiv gehärtet werden. Dabei sind eine ausreichende Oberflächenhärte (Mindesthärte 58HRC), die richtige Einhärtetiefe sowie ein gleichmäßiger Übergang in das ungehärtete Material besonders wichtig.
Schleifen: Außendurchmesser, Seiten, Bohrungen und Laufbahnen werden bis auf das notwendige Endmaß geschliffen, wobei die Maße ständig gemessen und kontrolliert werden. Für höchste Oberflächengüten werden Laufbahnen bzw. Borde gehont.

3.8.4.2 Käfige und Wälzkörper

Die Fensterkäfige für Radlagereinheiten sind in der Regel aus glasfaserverstärktem Polyamid und werden spritzgegossen. Die Wälzkörper werden kalt gepresst, gehärtet und anschließend auf die Endform geschliffen. Bei Kugeln geschieht das in so genannten Kugelmühlen.

3.8.4.3 Montage

Nach dem Sortieren und Reinigen der Bauteile erfolgt der Zusammenbau der Einzelkomponenten zur Radlagereinheit in hochautomatisierten Fertigungszellen. Die Polyamidkäfige werden mit Kugeln gefüllt und mittels Mess- und Sortiereinrichtungen so mit den fertigbearbeiteten Innen- und Außenringen gepaart, dass die Lagerung im eingebauten Zustand mit leichter Vorspannung angestellt ist. Die nicht lösbare, vorgespannte Verbindung in Radlagereinheiten höherer Generationen wird nach Dichtungsmontage und Befettung über einen Wälznietprozess realisiert. Über die Wälznietkraft lässt sich die Vorspannkraft auf das Lager kontrollieren und gezielt einstellen. Den Abschluss des Montagevorgangs bilden weitere Messvorgänge (Planschlaggenauigkeit, Geräusch etc.) und Funktionsprüfungen (ABS-Sensorik, Gängigkeit der Gewinde etc.).
Als Radlagerwerkstoff für Wälzkörper, Innen- und Außenringe kommt in der Regel der klassische, durchhärtbare Wälzlagerstahl 100Cr6 (DIN 17230) zum Einsatz. Bei integrierten Radlagereinheiten eignet sich dieser auch für eine induktive Randschichthärtung. Aufgrund der besseren Festigkeitseigenschaften werden für Flansche auch Stähle wie z.B. Cf54 oder C56 verwendet. Für eine ausführlichere Darstellung des Themas der Werkstoffauswahl sei an dieser Stelle auf die Literatur zur Gestaltung von Wälzlagern verwiesen [83].

3.8.5 Anforderung, Auslegung und Erprobung

Radträger und Radlager heutiger Großserienfahrzeuge müssen einer Reihe von Anforderungen entsprechend das vom Fahrzeughersteller vorgegeben Lastenheft erfüllen, bevor sie die Baumusterfreigabe erlangen. Im Einzelnen sind dies Vorgaben für die gesamte Fahrzeuglebensdauer bezüglich

- Laufleistung und Funktion,
- Geometrie und Befestigung,
- Werkstoff (Korrosion, Cadmium- und Cr-6-Freiheit etc.),
- physikalischer Eigenschaften (Akustik, Festigkeit, Steifigkeit, Wärmebeständigkeit, Gewicht),
- Design, Ergonomie, Montage und Demontage,
- Umweltverträglichkeit, Recycling, Entsorgung,
- gesetzlicher Auflagen.

Die Anforderungen an die radführenden Bauteile werden vom Fahrzeughersteller experimentell und numerisch ermittelt, in Fahrversuchen verifiziert und achslastbezogen vorgegeben. Da die Belastungen im Kundenbetrieb noch nicht direkt ermittelt werden können, müssen die zu entwickelnden Bauteile in den hinsichtlich Gewicht und Motorisierung kritischen Fahrzeugen Mindestlaufstrecken auf Dauerlaufkursen nachweisen. Je nach Fahrzeughersteller unterscheiden sich die Auslegungsphilosophien und -strecken. Sicherheitsrelevante Teile müssen so gestaltet sein, dass bei einer vorgegeben Laufleistung die Qualitätsanforderung des Fahrzeugherstellers sichergestellt ist. Eine Laufleistungsforderung bei 1 % vor Kunde und 0,1 % Ausfallwahrscheinlichkeit bedeutet z.B., dass der härteste von 100 Fahrern mit dem schlechtesten von 1000 Bauteilen die geforderte Kilometerleistung ohne Ausfall zurücklegen können muss. Der Korrosionsschutz an Fahrwerksbauteilen ist so auszuführen, dass keine Beanstandungen vor Kunde durch Korrosionserscheinungen innerhalb mehrerer Jahre zu erwarten sind. Die Vorgaben variieren hier je nach Fahrzeughersteller. Als grober Mittelwert kann hier ein Zeitraum von 3 Jahren angesetzt werden. Für massive Stahlteile ist in der Regel ein einschichtiger Lackaufbau mit schichtbildender Vorbehandlung (z.B. Phosphatierung) und einer Schichtdicke von insgesamt 20 µm ausreichend. An den Anlageflächen für Schraubverbindungen muss aufgrund des mechanischen Setzverhaltens der Beschichtung die Schichtdicke begrenzt werden. Hohlraumbildende Fahrwerksteile müssen gesondert versiegelt und gegen kondensierende Feuchtigkeit geschützt werden.
Da eine vollständige Aufarbeitung sämtlich eingangs genannter Aspekte den Rahmen dieses Kapitels sprengen würde sei an dieser Stelle auch auf Kapitel 6 verwiesen. Im Folgenden wird nur auf die Auslegungsmerkmale eingegangen, die nicht vom Fahrzeughersteller allein festgelegt werden.

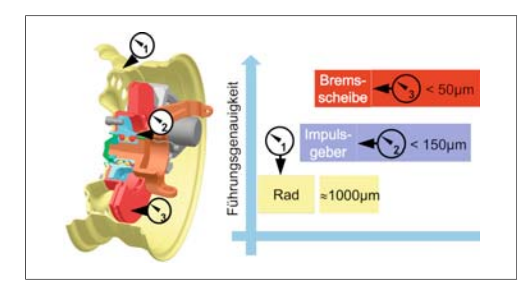


Bild 3-383: Dreifache Führung im Radsystem

Die Radlagerungen müssen die Führungsaufgaben für das Rad, die Bremsscheibe und den Impulsgeber des ABS-Sensors übernehmen (**Bild 3-383**). Die Anforderungen an die Führungsgenauigkeit sind seit 1950 kontinuierlich gestiegen und liegen heute bei einer Planschlaggenauigkeit der Nabe mit aufgesetzter Bremsscheibe von kleiner 40 µm. Für die Radnabe heißt dies Planschlaggenauigkeiten von kleiner 15 µm bei Flanschdurchmessern von 150 mm und größer, was eine hohe Anforderung an die Genauigkeit des Fertigungsprozesses bedeutet. Anforderungen an die Planlaufgenauigkeit des ABS-Impulsgebers liegen heutzutage bei 100 bis 150 µm.
Die Forderung der Automobilhersteller zur Leichtbauweise der Fahrwerkskomponenten bei steigenden Achslasten bzw. Rad- und Antriebskräften bedeuten, dass das Radlager und seine unmittelbaren Umgebungsbauteile hinsichtlich der Lastübertragung vom Radaufstandspunkt in das Fahrwerk einen wachsenden Einfluss bei der Fahrwerksauslegung haben.
Im **Bild 3-384** sind die Reaktionskräfte in den beiden Radlagern einer Achse dargestellt, wie sie sich bei einer Kurvenfahrt rechts einstellen. Entsprechend den unterschiedlichen radialen und axialen Kräften im Radaufstandspunkt bilden sich die belasteten Zonen (Druckverteilungen) im Rollkontakt jeder Wälzkörperreihe aus.

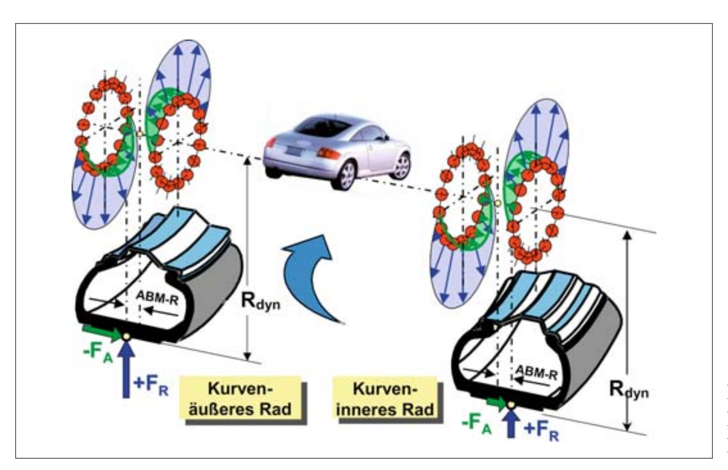


Bild 3-384: Reaktionskräfte im Wälzkontakt bei Kurvenfahrt

Die Zusammenhänge bei der Übertragung der Radlasten machen es notwendig bei der Bewertung der Bauteil- und Betriebsfestigkeit die beteiligten Komponenten in Berechnung und Versuch mit zu berücksichtigen. Das **Bild 3-385** zeigt den Kraftfluss vom Radaufstand über das Radlager und den Radträger in die Radaufhängung.

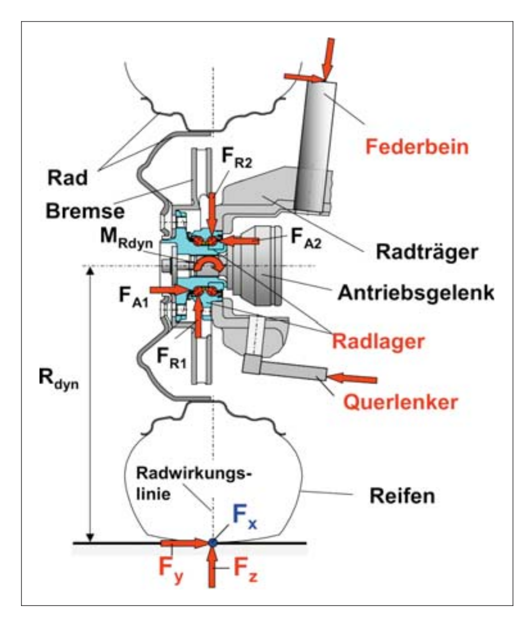


Bild 3-385: Lastübertragung vom Radaufstandspunkt in die Radaufhängung

Die Aktionskräfte am Radaufstandspunkt werden über das Rad in die Radnabe übertragen. Im Wälzkontakt zwischen den Radlagerinnenringen, den Wälzkörpern und dem Lageraußenring entstehen Reaktionskräfte in radialer Richtung F_{R1} und F_{R2}, in axialer Richtung F_{A1} und F_{A2} sowie das Kippmoment $M_{Rdyn} = F_y \cdot R_{dyn}$ das durch die Seitenkraft F_y am dynamischen Reifenradius R_{dyn}, erzeugt wird. Diese Kräfte und Momente werden in den Radträger weitergeleitet und in den Kinematikpunkten abgestützt. Im dargestellten Fall in **Bild 3-385** sind dies die Querlenkeranbindung und das Federbein.

Wie schon unter Abschnitt 3.8 erwähnt, ist bei den Anforderungen an die Funktion der Komponenten das Radmodul gesamthaft zu betrachten. Hierbei sind hinsichtlich der Betriebsfestigkeit zwei grundsätzliche Auslegungsziele zu beachten: Entsprechend den Beanspruchungsarten die statische und dynamische Bauteilfestigkeit der beteiligten Komponenten sowie die Überrollfestigkeit des Radlagers. Für die Auslegung der Bauteilfestigkeit werden die Anforderungen hinsichtlich Betriebsfestigkeit (lineares Bauteilverhalten) und Bauteilstabilität (nicht-lineares Verhalten von Geometrie und Werkstoff) definiert. Die Beanspruchung des Bauteils bei normalen Betriebszuständen darf nicht zu einer Überschreitung der Materialstreckgrenze ($R_{p0,2}$) führen. Die Bauteilbeanspruchungen bei Sonderereignissen (Hindernisüberfahrt, Bordsteinanlauf etc.) dürfen zu leichten bleibenden Verformungen führen, ein Anriss ist nicht zulässig.

Die rechnerische Lebensdauervorhersage wird für die Bauteilfestigkeit der Komponenten Radnabe und Radflansch mit Bauteilwöhlerlinien abgesichert. Die Überrollfestigkeit (Ermüdungslebensdauer) des Radlagers im Wälzkontakt zwischen den Laufbahnen und den Rollkörpern (Kugeln/Rollen) wird nach einer 2-parametrigen Weibullverteilung berechnet, die folgende allgemeine Form hat:

$$F(t) = 1 - e^{-(t/T)^K} \quad \text{für } F(t) = 0{,}05 \ldots 0{,}80 \quad (3.106)$$

$F(t)$ Wahrscheinlichkeit dafür, dass ein Lager bis zum Zeitpunkt t ausgefallen ist,

T Zeitpunkt für den Ausfall 63,2 % aller Versuchslager, d.h. $t = T$,

t Ausfallzeitpunkt,

K Maß für die Streuung der Ausfallzeiten (Weibullneigung).

Nach der Ausfallverteilung lässt sich das Ermüdungsverhalten größerer Lagermengen gut beurteilen. Das Radlager muss die Antriebskräfte in Drehbewegungen des Rades und damit in Bewegung des Fahrzeuges übertragen. Danach muss die Überrollfestigkeit im Wälzkontakt des Radlagers ermittelt werden. Darunter versteht man die Anzahl der Umdrehungen oder Laufkilometer die das Radlager im Betrieb erreichen muss, wobei für die Betriebs- oder Überrollfestigkeit des Radlagers hauptsächlich die fahrdynamischen Radkräfte von Bedeutung sind. Spitzenwerte aus Sonder- oder Missbrauchsereignissen werden nicht als normale Betriebslasten bei der Ermittlung der Überrollfestigkeit der Radlager, jedoch bei der statischen Auslegung berücksichtigt.

3.8.5.1 Ermüdungslebensdauer (Überrollfestigkeit) des Radlagers

Bei der Dimensionierung der Wälzlagerungen der Räder unterscheidet man grundsätzlich zwei Berechnungsmethoden, **Bild 3-386** zeigt hierzu die Vorgehensweise. Die konventionelle Berechnungsmethode ist unter dem Zweig A dargestellt. Hierbei wird die Betriebsfestigkeit (Ermüdungslebensdauer) im Wälzkontakt als Grundlage für die Vorausberechnung der Lebensdauer des Radlagers mit analytischen herstellerspezifischen Berechnungsprogrammen ermittelt. Die DIN/ISO Norm 281 dient als Basis für die Auslegungsberechnung.

Aus jahrzehntelangen Erprobungen der Lagerhersteller wurde eine Basisgleichung für die Ermüdungslebensdauer entwickelt.

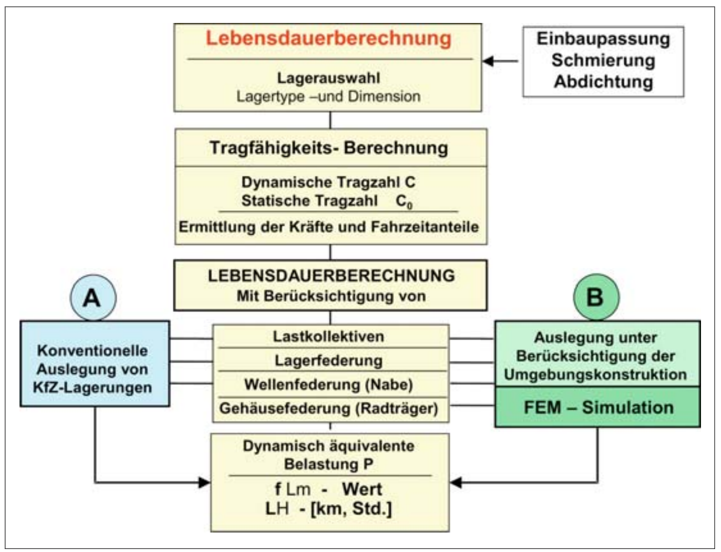


Bild 3-386:
Lebensdauerberechnung von Wälzlagern in Kraftfahrzeugen

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad \text{in } 10^6 \text{ Umdrehungen}$$
$$L = \pi \cdot D_R \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad \text{in km} \tag{3.107}$$

L nominelle Lebensdauer,
C dynamische Tragzahl [kN],
P dynamisch äquivalente Belastung [kN],
p Lebensdauerexponent mit p = 3,0 für Kugellager und p = 10/3 für Rollenlager,
D_R Raddurchmesser mit $D_R = 2 \cdot R_{dyn}$ [mm].

Die erweiterte Lebensdauergleichung enthält Faktoren, die auch die Einflüsse aus Umfeldbedingungen, Schmierung, Materialien usw. berücksichtigen. Für die Wälzfestigkeit (Anzahl der Überrollungen im Wälzkontakt) ist ein entscheidender Einflussfaktor die maximale Kontaktpressung unter den äußeren Kräften. Hier gelten für Kugellager (Punktberührung) die Gleichungen nach Hertz, für die maximale Flächenpressung p_0 mit

$$p_0 = \frac{1{,}5}{\pi \cdot \mu \cdot \nu} \cdot \sqrt[3]{\left[\frac{E \cdot \sum \rho}{3\left(1 - \frac{1}{m^2}\right)}\right]^2} \cdot Q \quad \text{in N/mm}^2 \tag{3.108}$$

E Elastizitätsmodul des Wälzlagerstahles,
Q Wälzkörperbelastung,
m Querkontraktionszahl der Kontaktkörper,
$\Sigma\rho$ Krümmungsradien der Kontaktkörper in den Hauptkrümmungsebenen,
μ, ν Hertzsche Beiwerte [83].

Neben den Radkräften selbst, die vom Radaufstandspunkt in das Radlager eingeleitet werden, bestimmen das Lagerbetriebsspiel, das die Lastverteilung im Lager beeinflusst, und der Kraftfluss der Radkräfte die Betriebslebensdauer des Radlagers. Entscheidend ist der Abstand der Radwirkungslinie zur geometrischen Lagermitte (ABM-R).
Im **Bild 3-387** rechts sind die beiden Einflussfaktoren und ihre Wirkung auf die Lebensdauer dargestellt. Als Lebensdauerkennwert ist die dimensionslose Kennzahl *fL* über dem Lagerbetriebsspiel und dem ABM-R-Wert aufgetragen. Die Toleranzbereiche, die die optimale theoretische Ermüdungslaufzeit erwarten lassen, können abgelesen werden. Eine zu hohe Vorspannung führt zu einem starken Abfall der Lagerlebensdauer, wohingegen zu großes Betriebsspiel eine eher geringe Reduzierung der Lebensdauer, dafür aber Steifigkeitsverlust und Geräuschbildung erwarten lässt. Oben rechts im Bild ist für die verschiedenen Lagergenerationen das Betriebsspiel im Neuzustand und nach ca. 20 000 km Laufleistung aufgetragen. Das Betriebspiel der wälzgenieteten Einheiten hat sich am wenigsten verändert und befindet sich auch nach dem Setzen aller Bauteile noch im günstigen Vorspannungsbereich. Für eine ausführliche Beschreibung der analytischen Berechnungsmethoden wird z.B. auf das Fachbuch eines Wälzlagerherstellers [83] verwiesen.
Für die Auslegung von Radlagern der aktuellen, gewichtsoptimierten Fahrzeuge genügt es nicht mehr, das Wälzlager als ein separates Bauteil mit starrer Umgebungskonstruktion zu betrachten und danach die Betriebslebensdauer zu berechnen.

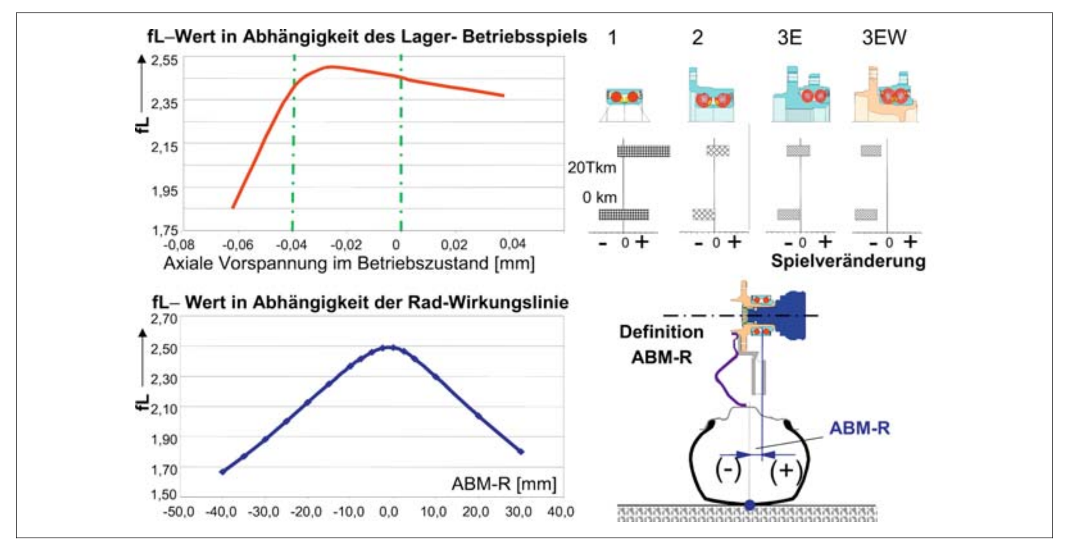


Bild 3-387: Zusammenhang zwischen Lagerbetriebsspiel, Radwirkungslinie und Lagerlebensdauer

Das bedeutet für die Berechnungs- und Entwicklungsabteilungen der Wälzlagerhersteller auch unter den Gesichtspunkten der Produkthaftung, dass die Konstruktion und die Auslegung auch den Zweig B im **Bild 3-386** beinhalten muss. Hierbei wird die unmittelbare Umgebungskonstruktion (**Bild 3-385**) berücksichtigt, welche die Komponenten Schwenklager/Radträger, Federbein, Wälzlager, Bremsscheibe, Felge beinhaltet.
Mit der Übernahme der Verantwortung nicht nur für die Wälzfestigkeit des Radlagers bei der zweiten und dritten Generation (s. **Bild 3-370**), sondern auch für die Bauteilfestigkeit der Radnaben, die wie Radträger Sicherheitsbauteile sind, wurden numerische Simulationsprogramme wie FEM zum Auslegungsstandard.
Bei der Entwicklung von neuen Fahrzeugplattformen mit Leichtbaufahrwerken oder gewichtsoptimierten Gussradträgern werden die ungefederten Massen reduziert und es ist notwendig die Umgebungsbauteile in die Berechnungsmodelle für die optimale Auslegung von Radlagern zu integrieren. Im **Bild 3-388** ist hierzu ein Berechnungsmodell dargestellt.

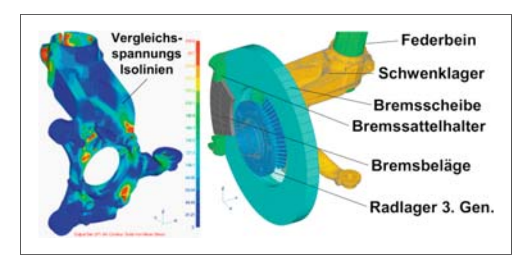


Bild 3-388: FEM-Berechnungsmodell Radmodul (Radlager mit Umgebungsbauteilen)

3.8.5.2 Bauteilfestigkeit und Kippsteifigkeit

Das **Bild 3-388** zeigt ein Radlager der 3. Generation integriert in die Umgebungsbauteile Radträger (Schwenklager) mit aufgesetzter Bremsscheibe und Bremse. Die Aktionskräfte der entsprechenden Fahrzustände werden hier an den Kinematikpunkten (s. auch **Bild 3-385**) der Radaufhängung in das Radmodul eingeleitet. Die Gesamtstruktur wird über die Wälzlagerkugelreihen in der Rotationsachse der Radnabe abgestützt. Das Ziel dieser Systemanalyse ist die Ermittlung der Bauteilspannungen, des Deformationsverhaltens und der Kippsteifigkeit des Gesamtsystems sowie der Anteile der einzelnen Komponenten. Der Einfluss der Fahrdynamik (Längs-, Quer- und Vertikaldynamik) auf die Betriebsfestigkeit des Radmoduls wird über Lastkollektive des Fahrzeugherstellers berücksichtigt. Zusammen mit den Werkstoffkennwerten und den zugehörigen Beanspruchungen wird eine Bauteilschädigung ermittelt, aus der sich die Betriebsfestigkeit ableitet. Hierfür existieren bereits kommerzielle Programme als Postprocessing einer gängigen FE-Spannungsanalyse.
In der Fahrzeughochrichtung (Vertikaldynamik) wirken vertikale Kräfte, die vorwiegend aus den Reifennormalkräften und den Brems- bzw. Beschleunigungskräften entstehen. Die Beeinflussungsgrößen des Radmoduls für Verbesserung der Vertikaldynamik liegen hier in der Massenreduzierung der Komponenten, z.B. der Radnabe und des Radlageraußenringflansches, oder in der Verwendung von Leichtbauwerkstoffen für den Radträger.
Das größere Potenzial für Verbesserungen liegt in der Querdynamik. In Fahrzeugquerrichtung werden hauptsächlich die Reifenseitenkräfte von der Fahr-

bahn auf die Radaufhängung übertragen. Für die Komponenten des Radmoduls bedeutet das, dass eine hohe Formänderungsenergie aufgenommen werden muss und an das Lenksystem und die Radführung weitergegeben wird. Für die Entwicklung und Optimierung neuer Radmodule ist es deshalb von großer Bedeutung, die Größenordnung der Anteile der Komponenten an der Aufnahme der Formänderungsenergie zu kennen und damit den Verkippungswiderstand in Fahrzeugquerrichtung bestimmen zu können.

Das **Bild 3-389** zeigt ein Diagramm, in dem die Einzelkomponenten eines Radmoduls mit dem jeweiligen Anteil an der Kippsteifigkeit aufgetragen sind. Dargestellt sind die Werte aus dem Kugel/Laufbahn-Kontakt, der Innenringradnabe, dem Außenringflansch und dem Radträger bei einer Kurvenfahrt mit einer Seitenbeschleunigung von a/g = 0,6. Um die Kippsteifigkeitsanteile separieren zu können, wurde in FEM-Analysen jeweils nur die zu beurteilende Komponente als elastisch mit den jeweiligen Elastizitätskonstanten wie E-Modul und Querdehnzahl definiert, alle anderen Komponenten waren jeweils als biegesteif angenommen.

Aus dem **Bild 3-389** ist ersichtlich, dass der größte Anteil von 40 % an der Gesamtkippsteifigkeit im Wälzkontakt aufgenommen wird. Hier werden die Radkräfte rotatorisch abgestützt und weitergeleitet. Die Radnabe hat einen Anteil an der Kippsteifigkeit von 29 %, der Wälzlageraußenringflansch von 10 %, das Schwenklager von 21 %. Aufgrund der Interaktion zwischen den einzelnen Komponenten entspricht die Summe der Einzelanteile an der Kippsteifigkeit nicht der Gesamtsteifigkeit der Lagereinheit mit Schwenklager.

Mit diesen Ergebnissen sind die Ansatzpunkte für eine Optimierung des Systems bestimmt. Der Wälzkontakt ist z.B. auf Reduzierung der elastischen Verformung zu untersuchen, die durch bessere Nutzung des zur Verfügung stehenden Bauraums möglich ist. Dabei sind auch Kollisionsbetrachtungen zu den anderen Fahrwerkskomponenten durchzuführen.

Die inneren Konstruktionsparameter des Radlagers sind bei der Auslegung entsprechend zu optimieren. Die Radnabe kann bei möglichst gleichem Gewicht in ihrer Form modifiziert werden. Der Außenring-Flansch ist ebenfalls durch entsprechende Formgebung und angepassten Herstellprozessen optimierbar.

Im **Bild 3-390** ist die Kippsteifigkeit der Komponenten als Funktion der Querdynamik (Seitenbeschleunigung bei Kurvenfahrt) bis a/g = 1,2 aufgetragen. Die Kurven für die Komponenten Radlagereinheit, Wälzkontakt und die Summenkippsteifigkeit (Radlager und Radträger) zeigen über dem allgemein üblichen Bereich der Querbeschleunigung, dass die Kippsteifigkeit in dem untersuchten Beispiel geringfügig nichtlinear verläuft. Man unterscheidet deshalb die Tangentensteifigkeit (nichtlinear) zur Sekantensteifigkeit (linear). Die Differenz bei einer Seitenbeschleunigung a/g = 0,6 beträgt ca. 10 %.

Die Radträger/Schwenklager sind seit vielen Jahren Gegenstand von Optimierungsanalysen, die vorrangig eine Gewichtsreduzierung als Ziel haben. Dies wird hauptsächlich durch Form- und Materialänderungen, z.B. hochfeste Aluminiumlegierungen, erreicht, wobei stets auch eine Kosten/Nutzen-Analyse durchzuführen ist. Wird das Radmodul bei Neuentwicklungen von Radträgern, insbesondere bei neuen Fahrwerkskonzepten, gesamthaft betrachtet, kann durch neuere Herstellprozesse und optimierte Geometrien die Systemsteifigkeit erhöht und damit die Radführung weiter verbessert werden.

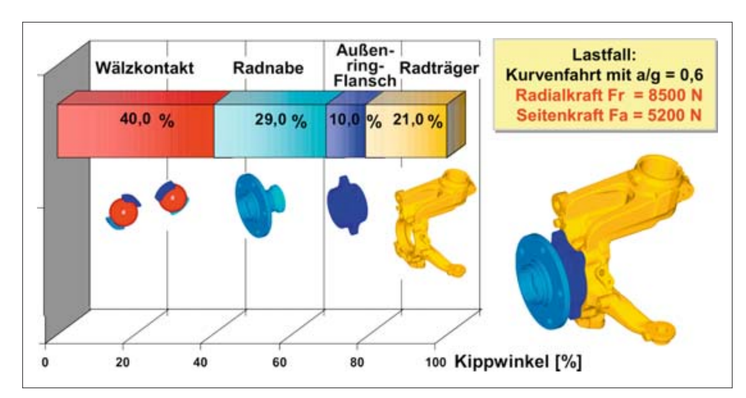


Bild 3-389:
Die Kippsteifigkeitsanteile von Radmodul-Bauteilen als Basis für die Komponentenoptimierung

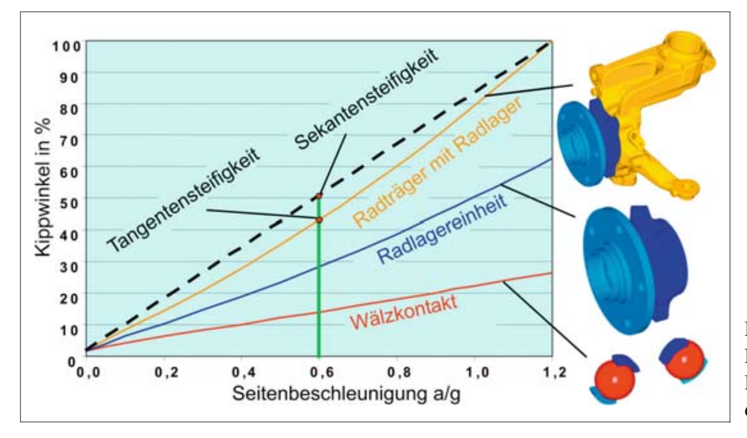


Bild 3-390:
Einfluss der Querdynamik auf die Kippsteifigkeit der Komponenten des Radmoduls

3.8.5.3 Verifizierung durch Prüfmethoden

Radträger werden hinsichtlich Bauteilfestigkeit statisch und dynamisch auf servohydraulischen Prüfmaschinen erprobt. Je nach Entwicklungsstufe erfolgt die dynamische Bauteilprüfung ein- oder mehrachsig, d.h., unter einer oder mehreren unabhängigen Belastungen. Die Last-Zeitverläufe für eine mehrachsige Bauteilerprobung werden mit dem Ziel der größtmöglichen Zeitraffung aus den am Prototypfahrzeug gemessenen Echtzeit-Signalen abgeleitet, dabei werden unter Beibehaltung des Phasenbezugs die relevanten Lastkombinationen herausgeschnitten und schädigungsäquivalent wiederholt. Die Lastfolge kann dann entweder als Echtzeitsignal (Frequenz und Phasenbezug originär), Kollektiv (ohne Frequenzinhalt) oder weiter vereinfacht als Lastfolgensimulation (Blockprogramm) oder Einstufenlast aufgebracht werden. Zur besseren Abbildung des Lastpfades kann der Aufbau mit benachbarten Bauteilen erfolgen. Da insbesondere bei Bauteilen aus Leichtbauwerkstoffen die Lebensdauer durch Schwingungsrisskorrosion herabgesetzt wird, empfiehlt sich die Erprobung bei schwingender Beanspruchung und gleichzeitigem Korrosionsangriff. Der Umwelteinfluss kann durch Beregnung mit korrosiven Medien oder durch Klimakammern abgebildet werden, wobei auf ausreichende Trocknungsphasen zu achten ist. Bei Stahlwerkstoffen ist eine statische Korrosionsprüfung in einer Sprühnebelkammer zur Überprüfung der Beschichtung ausreichend. Während die einfachen Bauteilprüfungen noch mit Einzelzylindern auf einer Spannplatte mit Beregnung realisiert werden können, müssen die komplexeren Prüfungen auf mehrachsigen Achsprüfständen in Klimakammern erfolgen (s. Abschnitt 6.7).

Vorzeitige Radlagerausfälle entstehen vorwiegend durch Missbrauchsfahrmanöver, wie Bordsteinanlauf, Schlaglochfahrten, Schwellenfahrten, bei nicht angepassten Geschwindigkeiten, oder Kollisionsereignissen. Diese Ereignisse können bleibende Verformungen (Stillstandsmarkierungen) in den Wälzkontakten erzeugen, die dann der Beginn der vorzeitigen Lagerermüdung sind. Das kann dann vom Fahrer akustisch durch Laufgeräusche wahrgenommen werden. Eine Verminderung der Lagerbetriebslebensdauer kann auch durch anhaltend zu hohe Betriebstemperaturen im Lagerinnenraum (>100 °C) ausgelöst werden. Defekte Bremsen oder extreme Bremsmanöver unter Volllast können hierfür die Ursache sein. Dabei kann der Schmierfilm im Wälzkontakt so beeinflusst werden, dass sich keine ausreichende Schmierfilmdicke ausbilden kann. Das führt zu Mischreibung (Schmierstoffmangel) und kann zu Verschleiß der Laufbahnen oder Wälzkörper führen, die letztendlich den Lagerausfall beschleunigen können.

Die Wälzfestigkeit und die Bauteilfestigkeit für die Wälzlagerungen im Fahrzeug werden im Versuchsfeld bei den Lagerherstellern an Muster- oder Serienteilen geprüft. Auch im Versuchsfeld sind die Prüfeinrichtungen so konzipiert, dass die Schnittstellenfunktion der Radlager im Fahrzeug durch die unmittelbar mitmontierten Original-Umgebungsbauteile und deren Umfeldbedingungen, (z.B. Aufheizen des Lagers durch Bremsvorgänge) der Realität nachgebildet wird. In **Bild 3-391** ist eine Übersicht von wichtigen Prüfeinrichtungen für Radlager im Fahrzeug dargestellt.

Die Dichtheitsprüfungen für Radlager werden unter geschlossenem Gehäuse mit äußeren Radlasten und unter direkter Beaufschlagung mit Schmutzwasser vorgenommen. Die hierbei entstehende Korrosion kann dann das Radlager in seiner Funktion beeinflussen (Verschleißbildung). Der Prüfling muss trotzdem eine bestimmte Mindestlaufzeit bis zum Ausfall absolvieren.

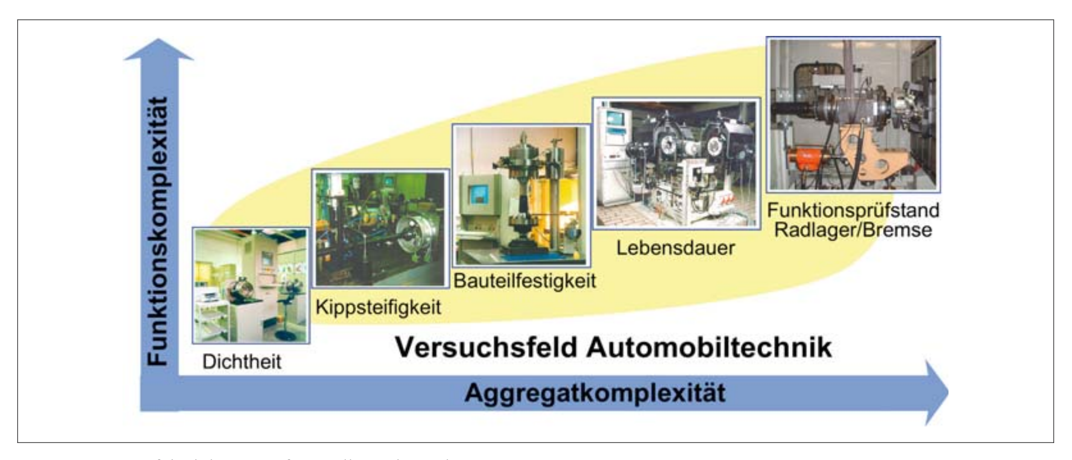


Bild 3-391: Prüfeinrichtungen für Radlager im Fahrzeug

Die Ermittlung der Kippsteifigkeit auf einem statischen Kippsteifigkeitsprüfstand dient zu Verifizierung von Berechnungen und Hochlastlebensdauerprüfungen (Überrollfestigkeit). Dazu werden Verkippungsmessungen vor und nach dem Prüflauf durchgeführt. Im direkten Vergleich ist erkennbar, in welcher Größenordnung sich die Verspannverhältnisse (kraftschlüssige Verbindungen) verändert haben und damit die Kippsteifigkeit beeinflusst wurde.
Die Bauteilfestigkeitsprüfung der Flansche erfolgt in Einstufenschwingversuchen auf Umlaufbiegeprüfständen. Bei hohen Biegemomenten muss im Zeitfestigkeitsbereich (LCF) eine vorgegebene Mindestschwingspielzahl erreicht werden. Das Grenzkriterium ist ein beginnender Riss im in der Anwendung rotierenden Teil.
Die Ermüdungslebensdauer oder Überrollfestigkeit im Wälzkontakt der Radlagerlaufbahnen wird auf Prüfeinrichtungen getestet, die mit Lastkollektiven nach Wälzlagerherstellervorschriften oder Vorgaben der Automobilhersteller betrieben werden können. Axial- und Radiallasten können entsprechend den Fahrzuständen wechselnd und in richtiger Phasenlage zueinander aufgebracht werden. Hierbei ist es üblich die theoretische Ermüdungslebensdauer bei 10 % Ausfallwahrscheinlichkeit nach Weibull (L_{10}) rechnerisch zu ermitteln und eine Überrollfestigkeit in Stunden anzugeben. Diese wird der experimentell ermittelten Lebensdauer für 10 % Ausfallwahrscheinlichkeit (B_{10}) gegenübergestellt. Abschaltkriterien werden je nach Kollektivart als Vielfaches der L_{10} angegeben.
Für Neuentwicklungen von Radmodulen kann eine Prüfeinrichtung genutzt werden, die neben den Radkräften auch Bremskräfte berücksichtigt. Es ist möglich, Fahrmanöver zu simulieren, die das Radmodul unter hohen Temperaturen, ausgelöst durch Extrem-Bremsungen (Einzelstopps, Doppelstopps), und gleichzeitig wirkenden Radkräften beanspruchen. Auf dieser Prüfeinrichtung können auch Entwicklungsprüfungen von Radmodulen durchgeführt werden, die erweiterte mechanische und elektronische Funktionen tragen z.B. ABS/ESP oder Messelemente für die Messung von Radkräften.

3.8.6 Ausblick

Wie die Beschreibung des Stands der Technik in den vorhergehenden Abschnitten zeigt, können folgende Entwicklungstrends der letzten Jahre bzgl. Radlager und Radträger als abgeschlossen bezeichnet werden:

- vom Einzellager mit Einzelkomponenten zur einbaufertigen integrierten Radlagereinheit → „for life“,
- vom Spiel zur Vorspannung → Führungsgenauigkeit,
- insbesondere bei geschleppten Achsen: von der lösbaren Verbindung zur unlösbaren Verbindung → Wälznieten.

Wohingegen folgende Entwicklungstrends noch andauern und der zukünftige Stand der Technik noch nicht abzusehen ist:

- vom „schweren“ Radmodul zum „leichten und robusten“ Radmodul → Leichtbauradlagereinheit und Leichtbauradträger,
- vom „weichen“ Radmodul zum steifen Radmodul → kurz und hochbauende Radlagereinheit,
- von der „Mechanik“ zur „Mechatronik“ → Kraftmessende Radlagereinheit.

Um der Forderung nach immer geringeren ungefederten Massen gerecht zu werden, konzentrieren sich die Anstrengungen bei Leichtbauradträgern hauptsächlich auf die Entwicklung neuer Werkstoffe oder neuer Fertigungsverfahren, die höhere Festigkeitskennwerte erwarten lassen.



Bild 3-392:
Leichtbauschwenklager [86]

Hinsichtlich Werkstoffentwicklung seien hier als Beispiele einfach zu bearbeitende, austenitisch getemperte Gusseisen (ADI) [84] oder neue Sphärogusslegierungen mit erhöhten Anteilen an Silizium und Bor genannt, die eine Schwingfestigkeitssteigerung von 25 % und eine höhere Zähigkeit erwarten lassen [85]. Um Magnesiumlegierungen für Radträger in Großserie einsetzen zu können, sind noch weitere Anstrengungen bezüglich geeignetem Korrosionsschutz und ausreichender Festigkeit notwendig. Die in Abschnitt 3.8.2 bereits erwähnten Verfahren Squeeze-Casting, Thixo-Casting, Rheo-Casting und Niederdruck-Sandguss sind allesamt Druckgussverfahren und lassen in Verbindung mit Aluminiumlegierungen einen weiteren Beitrag zum Leichtbau erwarten. Aufgrund der im Vergleich zu Standardverfahren heute noch höheren Fertigteilkosten wird ein Serieneinsatz auf Sonderlösungen beschränkt bleiben. Ein neues Verfahren kann sich nur dann auf dem Markt durchsetzen, wenn es den Gewichtsvorteil bei nahezu gleichen Kosten bieten kann. Viel versprechender erscheinen hier ein- oder mehrteilige Stahlblechkonstruktionen, wie in **Bild 3-392** beispielhaft als Radträger für eine McPherson-Achse gezeigt [86]. Eine Innen- und eine Außenschale werden durch MAG- oder Plasmaschweißen zu einem Radträger verschweißt, das Radlager 1. Generation in einem eingeschweißten Stahlring aufgenommen. Die Anbindung an das Federbein erfolgt über zwei Schrauben, die der Lenker über eingeschweißte massive Anbindungsstücke. Federbein und Bremssattelanbindung sind durch Distanzstücke versteift. Als Stahlblech-Werkstoff für die Schalen wurde ZstE380, verwendet. Die Gewichtseinsparung am gewählten Fahrzeug der Kompaktklasse beträgt lt. Hersteller ca. 0,7 kg pro Radseite. Verglichen mit einem Eisenguss-Schwenklager ist das Stahlblech-Schwenklager ca. 20 % leichter [86]. Es lässt sich noch weiter Gewicht einsparen, wenn in den Schalenradträger der Außenring der Radlagereinheit unlösbar integriert wird. Die zylindrische Radlageraufnahme könnte entfallen.

Eine deutliche Gewichtsreduzierung kann auch durch den Einsatz einer Leichtbauradlagereinheit wie sie in **Bild 3-393** dargestellt ist erreicht werden. Der massive, geschmiedete Außenring einer Radlagereinheit der 3. Generation wird durch einen Leichtbau-Außenring ersetzt. Dieser wird sowohl in den Radträger eingepresst als auch am Bund mit Schrauben fixiert, was einer Kombination der bekannten Montagemöglichkeiten entspricht. Die Verschraubung des Lagers erfolgt durch zusätzliche Bohrungen im Flansch. Mikrobewegungen des Außenrings werden so wirksam verhindert und der Haltebord in der Radträgerbohrung kann entfallen. Diese Lösung kann sowohl in Stahl- als auch Aluminiumradträgern angewendet werden und bringt an einer Radlagerung für ein Fahrzeug der unteren Mittelklasse (VA-Last 1250 kg) eine Gewichtseinsparung von 0,45 kg, d.h., ca. 15 % bezogen auf die Radlagereinheit. Da durch den Presssitz der Kraftfluss im Radträger günstiger ist, kann der Serienradträger optimiert und seine Masse um weitere 0,23 kg reduziert werden. In Verbindung mit dem Leichtbau-Außenring ergibt sich so in Summe eine Massenreduzierung an der Einheit Radträger-Radlager um ca. 10 % bzw. fast 0,7 kg.
Weiteres Potenzial zur Gewichtsreduzierung bietet der massive Flansch durch sternförmige oder verrippte Radnabenkonstruktionen. Die Herausforderung liegt jedoch darin, eine, verglichen mit dem Vollflansch, gleiche oder höhere Verwölbungssteifigkeit zu erreichen, um den dynamischen Planschlag der Bremsscheibe oder das Risiko von Radschraubenlösen zu minimieren.
Der Einsatz der Leichtbauradlagereinheit ermöglicht die Verwendung neuer ABS-Sensorkonzepte (**Bild 3-394**). Das Konzept mit radialem Abgriff (links gezeigt) lässt eine robustere Sensorfunktion erwarten, da Einflüsse aus der Positionierung des Sensors im Radträger minimiert sind und sich somit die Luftspalttoleranzen weiter einschränken lassen.



Bild 3-393: Leichtbau-Radlagereinheit

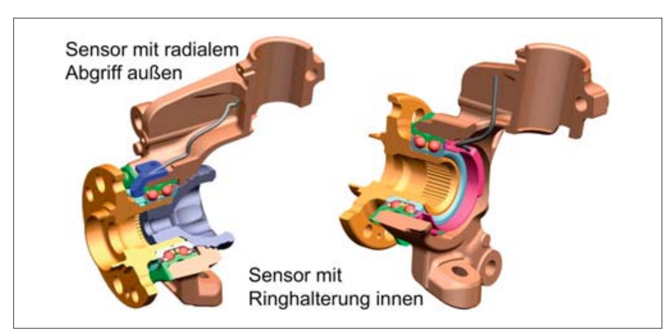


Bild 3-394: Neue ABS-Sensorkonzepte

Ein weiteres Konzept ist im **Bild 3-394** rechts dargestellt und erst durch den Entfall des Haltebordes im Radträger umsetzbar. Das ringförmige Gehäuse kann als Vordichtung für das Lager genutzt und das Sensorkabel einfacher geführt werden. Zusätzlich lässt sich eine bessere Kontrolle des Luftspalts realisieren, wenn der Sensor über den Ringträger direkt mit dem Lager verbunden ist. Allgemein geht der Trend bei den ABS-Sensoren hin zu intelligenteren Sensoren (s. Abschnitt 3.8.3.3). Potenziale zur weiteren Gewichtsreduzierung liegen in der Gestaltung der Schnittstelle Radnabe-Bremsscheibe.

Bild 3-395 zeigt eine „Mäandernabe“, die in Kombination mit einem geänderten Bremsscheibentopf eine Gewichtsreduzierung von ca. 0,7 kg ermöglicht. Die modifizierte Nabe leistet einen Beitrag von 0,2 kg, wohingegen 0,5 kg aus der Bremsscheibenmodifikation resultieren. Durch rechnerische und experimentelle Analysen lässt sich nachweisen, dass sich bei entsprechender Gestaltung des Bremsscheibentopfes die Schirmung der Bremsscheibe aufgrund der Montage um ca. 1/3 reduziert. Der auf 50 % reduzierte Planschlag zeigt, dass sich die Schnittstelle robuster gegen ungleichmäßiges Anziehen der Radschrauben verhält. Eine der fünf Radschrauben wurde nur mit der Hälfte des vorgeschriebenen Momentes angezogen (**Bild 3-395** unten).

Radlagereinheiten, bei denen das homokinetische Gelenk mit in die Lagerung einbezogen wird, können ebenfalls einen Beitrag zur Reduzierung des Systemgewichts und Verbesserung der Fahrdynamik leisten. Seit langem wird an dieser „4. Generation“ gearbeitet und es wurden integrierte sowie gebaute Lösungen erprobt (**Bild 3-396**) [87].

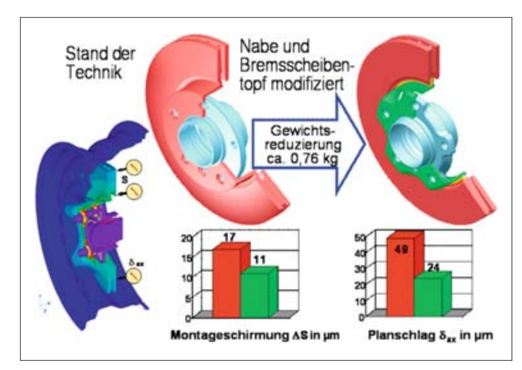


Bild 3-395: Modifikation der Schnittstelle Radnabe-Bremsscheibe

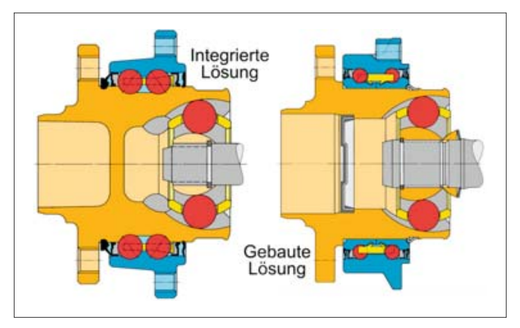


Bild 3-396: Radlagereinheit der 4. Generation

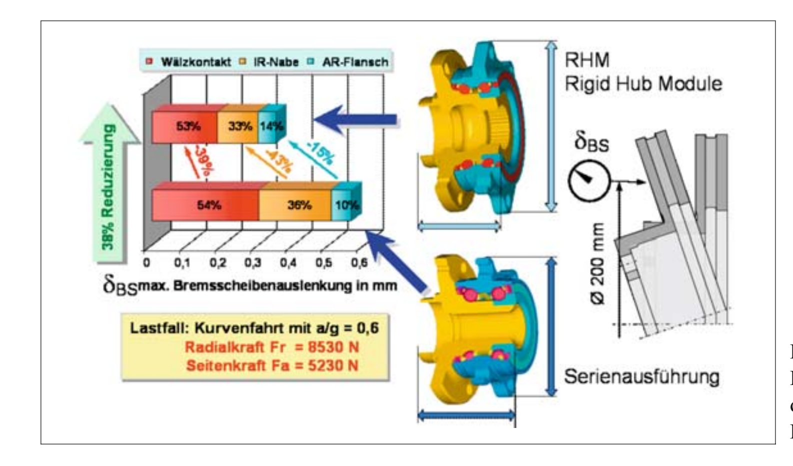


Bild 3-397: Bremsscheibenauslenkung der kurz- und hochbauenden Radlagereinheit

Die unterschiedlichen Arten der Integration der Gelenkaußenkontur in die Radlagereinheit haben jedoch alle den Nachteil, dass sie für die Montage einen Radträger benötigen, der entweder eine ausreichend große Bohrung zum Durchschieben des Gelenkes oder eine Teilung für die Montage von unten vorsieht. Dem Gewichts- und Bauraumvorteil steht daher der Nachteil einer aufwendigeren Montage am Fahrzeug gegenüber. Ein Serieneinsatz der 4. Generation ist derzeit nicht in Sicht.

Um das Bremsenverhalten hinsichtlich NVH und Verschleiß zu verbessern, muss die Kippsteifigkeit des Systems erhöht werden. Eine Möglichkeit hierzu stellen kurz und hochbauende Radlagereinheiten (RHM, *Rigid Hub Module*) dar, mit denen die Bremsscheibenauslenkung deutlich reduziert werden kann. Für die Ausführung in **Bild 3-397** ergibt sich bei einem Bremsscheibendurchmesser von 200 mm eine Reduzierung der maximalen Bremsscheibenauslenkung um etwa 40 %. Neben dem zu erwartenden besseren Bremsverhalten erlaubt die Kurzbau-Radlagereinheit die Verwendung von Kurzzapfengelenken. Dadurch wird der Gelenkmittelpunkt zur Fahrzeugaußenseite verschoben, so dass sich Störmomente reduzieren und ein größerer Lenkeinschlag umsetzen lässt. Die Steifigkeit des Lagers kann auch erhöht werden, indem bei gleichem Reihenabstand der Teilkreis der äußeren Wälzlagerreihe vergrößert und damit die Anzahl der Wälzkörper erhöht wird.

Zur Reibungsminimierung kann das vierreihige Schrägkugellager beitragen (**Bild 3-398**). Hier werden die Kegelrollenlagerreihen durch zwei Kugellagerreihen ersetzt. Aufgrund des Punktkontaktes und der entfallenden Bordreibung besitzt es ein geringeres Reibmoment als Kegelrollenlager. Zusätzlich wird durch dieses Design eine höhere Kurvensteifigkeit erreicht. Wegen seiner hohen Tragfähigkeit ist es für den Einsatz im Light Trucks bzw. SUVs geeignet.

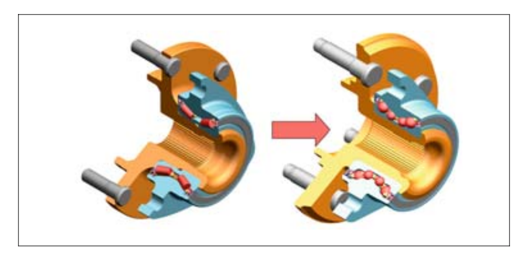


Bild 3-398: Vierreihiges Schrägkugellager

Einen Beitrag auf dem Weg zum „Global Chassis Management“ kann das kraftmessende Radlager leisten (**Bild 3-399**). Alle Kräfte werden im Radaufstandspunkt übertragen und durch das Radlager in das Fahrwerk geleitet. Die sich einstellenden Druckverteilungen im Rollkontakt der Wälzkörperreihen sind charakteristisch für jeden Fahrzustand und lassen auf die zugehörigen Radkräfte und -momente zurückschließen (**Bild 3-399**, oben). Die geometrische Gestaltung des Außenringes erlaubt es, dass der Bremssattelhalter direkt mit dem Radlager verbunden wird und die Bremskräfte der Betriebsbremse sich so ebenfalls korrekt messen lassen (**Bild 3-399**, links). Dehnungsempfindliche Sensoren und ASIC mit Signalaufbereitung sowie speziellem Auswertealgorithmus auf dem Außenring sorgen für die Weitergabe der gemessenen Kräfte an den Datenbus des Fahrzeugs (**Bild 3-399**, rechts). Erste Prototypen befinden sich bereits in Erprobung, ein Einsatz in Großserie dürfte jedoch erst nach 2012 realistisch sein. Gegenüber anderen Systemen (Kraftmessfelge, Side Wall Torsion Sensor) besitzt die Radkraftmessung im Radlager mehrere Vorteile: Die Kräfte werden am ersten stehenden Teil zwischen der Kontaktstelle Fahrbahn–Reifen und Fahrwerk gemessen, Radlager sind für die Fahrzeuglebensdauer ausgelegt und Ungenauigkeiten durch das Übertragungsverhalten von Bauteilen oder die Integration indirekter Größen, wie z.B. Beschleunigungen, entfallen.

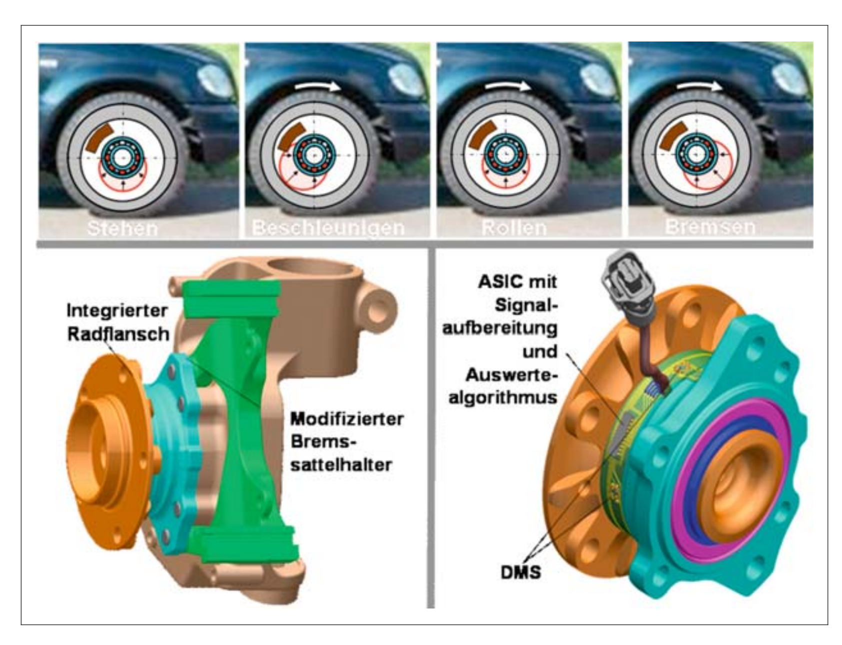


Bild 3-399: Rad und bremskraftmessendes Radlager

Radkraftbasierte Fahrdynamik-Regelsysteme lassen eine erhöhte Fahrsicherheit und verbesserte Fahrdynamik bei gleichzeitig niedrigerem Verbrauch erwarten, sofern die funktionale Systemintegration von Antrieb, Fahrwerk, Lenkung und Bremse gelingt.
Die individuelle Regelung von Antriebsmoment, Radstellung und Radlast ermöglicht die optimale Ausnutzung des Reifenkraftpotenzials.

Als möglicher Nutzen für Automobilhersteller und Endkunden zeichnen sich ab:

- Bremswegverkürzung,
- Antriebs-/Bremsmomentenverteilung,
- verbesserte Kurvendynamik,
- Schwimmwinkelregelung,
- Straßenbelagerkennung,
- Reifenzustandserkennung,
- Reibbeiwertmessung,
- Redundanzinformation für X-by-wire,
- Fatigue/Misuse Monitoring.

3.9 Reifen und Räder

3.9.1 Anforderungen an den Reifen

Im System Fahrzeug–Straße nimmt der Reifen eine hervorgehobene Rolle ein. Als Bindeglied zwischen Fahrbahn und Fahrzeug überträgt er alle Kräfte und Momente, sein Übertragungsverhalten geht deutlich in Sicherheit, Fahrverhalten und Komfort des Gesamtfahrzeugs ein.
Die dynamischen Eigenschaften eines Fahrzeuges werden somit maßgeblich durch das Reifenverhalten beeinflusst. Radlast, Federung, Dämpfung, Achskinematik und Fahrwerkselastizitäten, Motorleistung und Geschwindigkeit sowie die Einsatzart haben einen großen Einfluss auf die Auslegung von Reifen (**Bild 3-400**).
Beim pneumatischen Reifen ist das unter Überdruck eingeschlossene Gas oder Gasgemisch das tragende Element. Die Hülle bestimmt nach Form, konstruktiver Auslegung und Material weitgehend die Gebrauchseigenschaften des Reifens. An diese Eigenschaften werden von der Kfz-Industrie, dem Endverbraucher und in zunehmendem Maße vom Gesetzgeber Anforderungen gestellt, die nicht immer miteinander in idealer Weise vereinbar sind. Widerstreitende Anforderungen führen zu Zielkonflikten, die die Reifenindustrie ständig zu lösen hat.
Reifen werden im harten Wettbewerb nach den Pflichtenheften der Fahrzeugindustrie und den Vorgaben der Reifenhersteller stetig weiterentwickelt. So stellen die heutigen im Markt befindlichen Serienreifen einen weitgehend ausgewogenen Kompromiss dar, der allen Belangen der Fahrsicherheit, des Fahrkomforts, des Lenkverhaltens, der Fahrstabilität und der Wirtschaftlichkeit, aber auch den verstärkten Forderungen des Umweltschutzes in einer für den Verbraucher vernünftigen Weise Rechnung trägt.

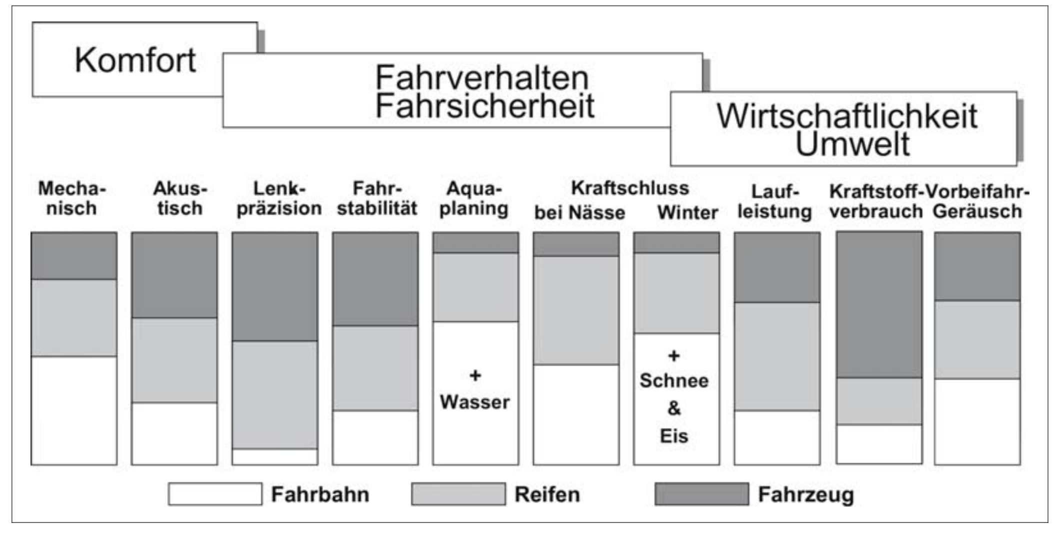


Bild 3-400: Einfluss von Fahrbahn, Reifen und Fahrzeug auf die Gebrauchseigenschaften

3.9.1.1 Gebrauchseigenschaften

Die Entwicklung von Pkw- und Lkw-Reifen wird entscheidend durch die sich ständig ändernden und darüber hinaus wachsenden Anforderungen der Pkw- und Lkw-Hersteller an die Kraftfahrzeuge beeinflusst. **Die Tabelle 3-6** zeigt die typischen Abhängigkeiten von Einflussgrößen der Reifenauslegung auf die Gebrauchseigenschaften.

Tabelle 3-6: Einfluss der Reifenparameter auf die Gebrauchseigenschaften

Eigenschaft / Einfluss	Nassgriff	Geräusch	Laufleistung	Rollwiderstand	Aquaplaning	Qualität
Form, Kontur	•	•	•	●	●	•
Profil	●	●	•	•	●	•
Material	●	•	●	●	•	•
Konstruktion	•	•	●	•	•	•
Herstellprozess				•		●

Diese beschreiben für den Verbraucher die einzelnen Eigenschaften der Reifen und sind immer in Verbindung mit Fahrzeug, Straße und Fahrer zu sehen. Zur Ermittlung der Gebrauchseigenschaften werden Versuche durchgeführt, die sowohl nach subjektiven als auch nach objektiven Kriterien bewertet werden.
Gebrauchseigenschaften dienen zur Bewertung in Hinblick auf die jeweilige Kundenerwartung. Da sich die Rahmenbedingungen im Laufe der Zeit ändern, unterliegen auch die Anforderungen an die Gebrauchseigenschaften einem zeitlichen Wandel.

Die Entwicklung im Automobilbau in den letzten Jahrzehnten hat in Verbindung mit dem Ausbau des Straßennetzes dazu geführt, dass die Anforderungen an Pkw- und Lkw-Reifen gestiegen sind. Dieser Anstieg wird auch deutlich an der Zahl der Gebrauchseigenschaften, die heute im Rahmen technischer Reifenfreigaben geprüft werden müssen.
1960 gab es für Pkw-Reifen im Wesentlichen 10 Kriterien, die am Fahrzeug oder auf dem Prüfstand untersucht und bewertet wurden. Es waren z.T. sehr spezielle Einzelmerkmale, wie z.B. Schienenführigkeit (die Fähigkeit des Reifens, das Fahrzeug ohne plötzlichen Seitenversatz aus den Straßenbahnschienen hinauszuleiten, ein bei den damals gebräuchlichen Diagonalreifen wichtiges Kriterium), z.T. aber auch sehr pauschale Merkmale wie Kurvenfahrt.
In den Jahren danach erwies sich eine feinere Aufteilung des Beurteilungsgitters als sinnvoll, um seitens der Reifenhersteller eine gezielte Optimierung der Reifen im Hinblick auf besondere fahrzeugspezifische Probleme durchführen zu können. Parallel dazu führte der Übergang vom Diagonal- zum Radialreifen zum Wegfall einiger Beurteilungskriterien, die für Radialreifen nicht relevant waren.
Heute hat sich ein Beurteilungskatalog mit mehr als 40 einzelnen Beurteilungskriterien als sinnvoll herausgestellt (**Tabelle 3-7**). Die darin aufgeführten fahrdynamischen Beurteilungskriterien werden dabei unter rein reifenspezifischen Gesichtspunkten betrachtet, d.h. es wird nur der Einfluss des Reifens auf das Verhalten des Gesamtfahrzeugs untersucht.
Die subjektive Bewertung eines Kraftfahrzeugs stellt auch heute immer noch den Maßstab dar, ob ein Reifen für ein bestimmtes Kraftfahrzeug geeignet ist.

Trotzdem werden große Anstrengungen unternommen, die Bewertung mehr objektiv vorzunehmen.
Der Vorteil der objektiven Bewertung ist die größere Reproduzierbarkeit und die bessere Erklärbarkeit der Ergebnisse durch eine physikalische Beschreibung der Phänomene. Kennt man die Physik hinter einer Reifeneigenschaft, kann eine Optimierung bezüglich der gewünschten Eigenschaft gezielt erfolgen.

Tabelle 3-7: Übersicht über Bewertungskriterien von Pkw-Reifen

Fahrkomfort	Lenkverhalten	Fahrstabilität
Federungskomfort	... im 0°-Bereich	Geradeausstabilität
Geräuschkomfort	... im Proportionalbereich	Kurvenstabilität
Laufruhe	... im Grenzbereich	Bremsen in Kurven
	Lenkpräzision	
Kraftschluß	**Haltbarkeit**	**Wirtschaftlichkeit/Umwelt**
Traktion	Strukturelle Dauerhaltbarkeit	Lebenserwartung
Bremsweg	Hochgeschwindigkeitstüchtigkeit	Rollwiderstand
Rundenzeiten	Platzdruck	Runderneuerungsfähigkeit
Aquaplaning	Durchschlagsfestigkeit	Vorbeifahrgeräusch

Für den Bereich Fahrkomfort wurde durch Messung der Vertikalbeschleunigung an der Hinterachse eines Pkw bei der Überfahrt einer Schlagleiste ein Zusammenhang zwischen der subjektiven Beurteilung und den Spitzenwerten der Beschleunigung im Frequenzbereich bis 100 Hz gefunden (**Bild 3-401**).
Der Winterreifen regt bei der vertikalen Beschleunigung die Achse mit seiner Vertikalmode (ca. 75 Hz) wesentlich stärker an als der Sommerreifen, dessen Frequenz um ca. 10 Hz höher liegt. Diese fahrzeugspezifische Anregung wird im Fahrzeug als Dröhnen wahrgenommen. Beim Sommerreifen ergibt sich eine stärkere Anregung der zweiten Vor- und Rückmode bei ca. 55 Hz. Durch Identifikation der Eigenmoden der Reifen aus den gemessenen Beschleunigungsfrequenzspektren am Fahrzeug lassen sich die vorhandenen Frequenzspitzen erklären und die notwendigen konstruktiven Änderungen vornehmen. Auch beim Reifenfahrbahngeräusch ist die Wechselwirkung mit der Fahrbahn entscheidend.
Bild 3-402 zeigt, dass die Bandbreite der Geräuschentwicklung infolge unterschiedlicher Fahrbahnoberflächen größer ist als die Bandbreite durch Reifengrößen und Profilausführungen.
Zur Beurteilung des Fahrverhaltens im Proportionalbereich, d.h. bei Querbeschleunigungen bis zu 0,4 g, lassen sich zusätzlich zur subjektiven Beurteilung die Übertragungsfunktionen eines Fahrzeugs heranziehen, wobei die Übertragungsfunktionen durch unterschiedliche Fahrmanöver ermittelt werden können (**Bild 3-403**).
Günstig ist im Allgemeinen für eine gute subjektive Beurteilung:

- ein großer Frequenzbereich hoher Verstärkung der Querbeschleunigung,
- eine große Gierdämpfung und
- eine kleine Phasenverschiebung.

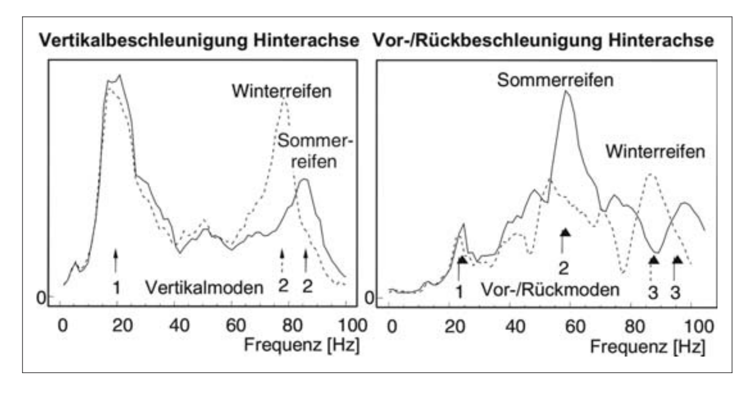


Bild 3-401:
Vergleich Komfort von Winter- und Sommerreifen bei Überfahrt einer Schlagleiste (Zahlen im Bild geben die Ordnung der Eigenfrequenzen wieder)

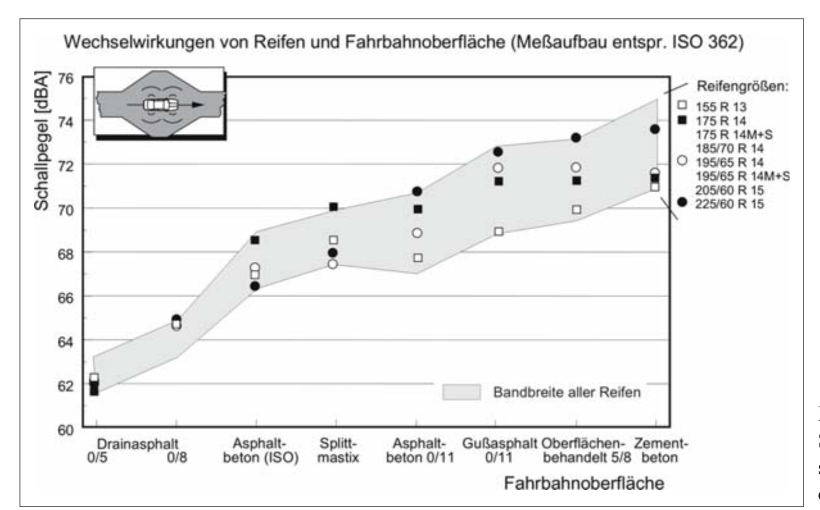


Bild 3-402: Schallpegel auf unterschiedlichen Fahrbahnoberflächen

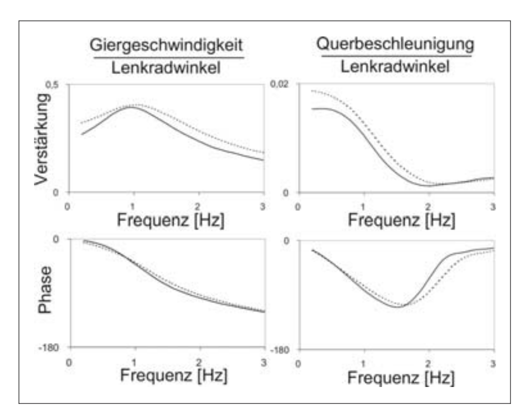


Bild 3-403: Übertragungsfunktionen für einen typischen Pkw mit subjektiv sehr gutem (gestrichelte) und mäßig gutem (durchgezogene Linie) Reifensatz

Auf dem heutigen Entwicklungsstand haben Qualitätsreifen hohe Haltbarkeitsreserven und damit auch eine zunehmende Missbrauchsresistenz. Trotzdem sind Ausfälle durch Verletzungen und Betriebsfehler nicht ganz auszuschließen.

Eine eindeutige Analyse der „Schadensgeschichte" von zerstörten Reifen ist problematisch. Reifen haben ein integrierendes Gedächtnis für die Folgen von Fehlbehandlungen. Dem Reifenfachmann gelingt ein Nachweis für einen längeren Einsatz mit Minderluftdruck anhand von Kriterien wie Wulstanscheuerungen und Innenseelenverfärbungen.

Der Energieaufwand für ein Reifenleben betrifft weniger die Herstellung oder die Verwertung als vielmehr den Betrieb am Fahrzeug. Durch den Rollwiderstand der Reifen muss ständig vom Motor Arbeit zur Überwindung aufgebracht werden. Je weniger Rollwiderstand die Reifen besitzen, desto geringer ist der Kraftstoffverbrauch.

In **Bild 3-404** ist dieser Zusammenhang mit der Auswirkung auf die Volkswirtschaft der Bundesrepublik Deutschland dargestellt. Durch eine Reduzierung des Reifenrollwiderstandes um 30 % lässt sich der Kraftstoffverbrauch um ca. 4,8 % senken, was einer Einsparung von ca. 60 Liter pro Reifen während des Reifenlebens entspricht. Volkswirtschaftlich gerechnet ließe sich durch eine Rollwiderstandsreduzierung in dieser Größenordnung eine Kraftstoffmenge von über 2,5 Milliarden Liter Kraftstoff einsparen.

Runderneuerte Reifen haben gegenüber Neureifen meist einen Nachteil im Rollwiderstand bis zu 10 %.

Demzufolge ist die Runderneuerung aus Energiebilanzgründen fraglich, da meist eine größere Menge an Kraftstoff im Betrieb verbraucht wird als durch die Wiederverwendung der Karkasse eingespart wird.

3.9.1.2 Gesetzliche Anforderungen

Die gesetzlichen Anforderungen an Reifen beziehen sich auf die Reifenbeschriftung mit den entsprechenden Kennzeichnungen sowie dem Genehmigungszeichen und der Genehmigungsnummer nach ECE-Regelung 30. Die Reifen tragen in einem Kreis ein E und die Nummer des Genehmigungslandes sowie nachgestellt eine mehrstellige Genehmigungsnummer.

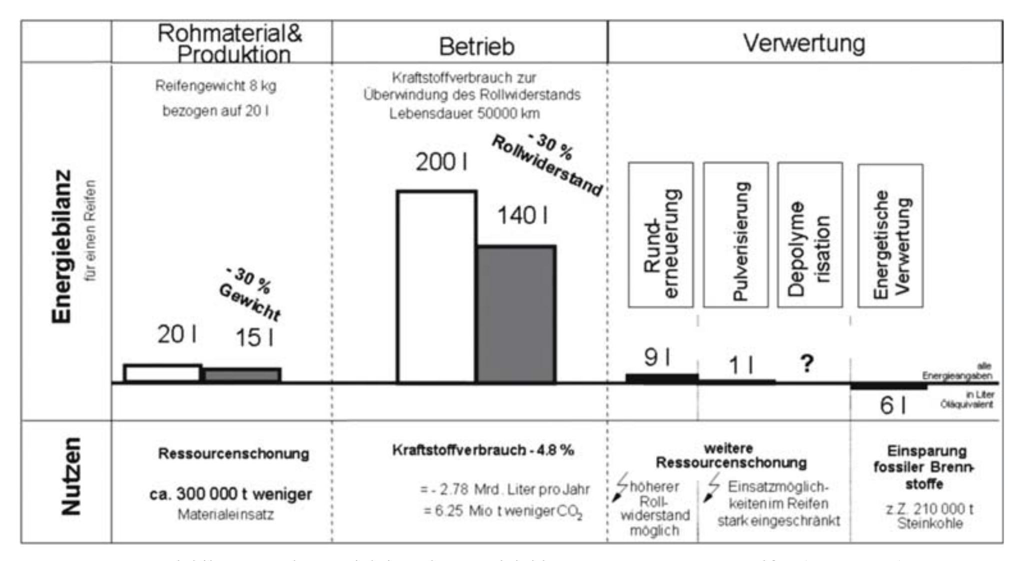


Bild 3-404: Energiebilanz von der Produktion über Betrieb bis zur Verwertung von Reifen (BRD 1997)

Die Normung von Reifen und Rädern ist in der ETRTO und der DIN festgeschrieben. Als Beispiel die Bezeichnung der Reifengröße **195/65 R 15 91 T**:

195 Reifennennbreite (mm)
65 Nenn-Querschnittsverhältnis (%)
R Symbol für Radialreifen (Gürtelreifen)
15 Felgendurchmesser (Zoll-Code)
91 Tragfähigkeitskennzahl oder „Load Index" („91" bedeutet, dass der Reifen mit maximal 615 kg belastet werden darf)
T Geschwindigkeitssymbol für zulässige Höchstgeschwindigkeit (T = 190 km/h)

Weitere Kennzeichnungen auf der Seitenwand:

TUBELESS schlauchlos
TUBE TYPE Reifen dürfen nur mit Schlauch montiert werden
DOT Department of Transportation (Verkehrsministerium der USA)
0302 verschlüsseltes Produktionsdatum (03 = 3. Woche, 02 = Jahr 2002) (bis 2000 stand nach der dritten Ziffer ein Dreieck)
TWI Kennzeichnung des Profilabnutzungsanzeigers (TWI = Tread Wear Indicator). Über den Umfang gleichmäßig verteilte Querstege in den Längsprofilrillen, die bei 1,6 mm Restprofil auftauchen.
Reinforced bei verstärkten Reifen mit erhöhter Tragfähigkeit
M+S bei Winterreifen

3.9.2 Bauarten, Aufbau und Material

3.9.2.1 Reifenbauarten

Bei den Bauarten des Reifens unterscheidet man zwischen Radial- und Diagonalreifen. Diagonalreifen findet man heute nur noch im landwirtschaftlichen Bereich oder bei Motorradreifen, während sich Radialreifen als Standard für Pkw und Lkw durchgesetzt haben. Der prinzipielle Unterschied beider Bauarten ist in **Bild 3-405** dargestellt.

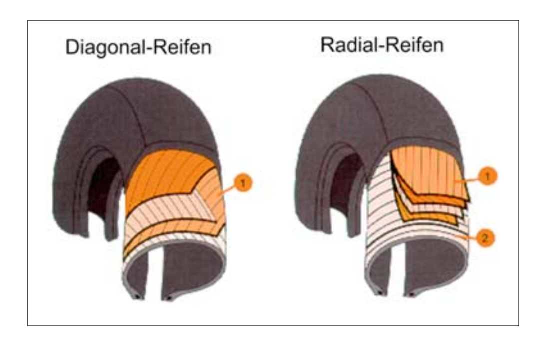


Bild 3-405: Bauarten von Reifen

Bei Diagonalreifen kreuzen sich die Cordfäden (1) der einzelnen Lagen des Gewebeunterbaus in einem spitzen Winkel. Der Fadenwinkel beträgt bei Normalreifen ca. 35 bis 40° bei Sportreifen ca. 25 bis 35°. Kleiner Fadenwinkel verleiht bessere Seitenführungseigenschaften, geringeren Rollwiderstand und kleinere Ausdehnung des Reifens in radialer Richtung durch die Fliehkraft. Der Reifen wird aber dadurch härter und somit seine Federungseigenschaft schlech-

ter. Die Cordgewebe werden aus Rayon-, Nylon- oder Polyesterfäden hergestellt. Die Gewebelagen sind bei Diagonalreifen von Wulst zu Wulst gelegt und dort um den Wulstkern umgeschlagen.
Bei Radialreifen, auch Gürtelreifen genannt, sind die Cordfäden der Karkasse (2) radial im Winkel von 88 bis 90° zur Reifenlängsrichtung angeordnet. Zwischen der Karkasse, die auch aus zwei Lagen bestehen kann, und der Lauffläche wird ein zusätzlicher Gürtel (1) aus wenigstens zwei Lagen von Stahlcorden eingebaut. Der steife Gürtel ergibt einen kleinen Rollwiderstand und vermindert Bewegungen in der Aufstandsfläche. Dies ergibt eine geringere Wärmeentwicklung und weniger Reifenverschleiß. Ferner bleibt das Profil in der Aufstandsfläche offen, was eine bessere Ableitung des Wassers bei nasser Fahrbahn zur Folge hat.

3.9.2.2 Reifenaufbau

Der Reifen ist also ein komplexer Verbundkörper aus Materialien unterschiedlichster physikalischer Eigenschaften (**Bild 3-406**).
Der Radialreifen besteht aus den Hauptbauelementen

- Reifenwulst,
- Karkasse,
- Gürtel,
- Laufstreifen.

Der Reifenwulst gewährleistet den festen Sitz des Reifens auf der Felge. Um diese Aufgabe erfüllen zu können, sind in den Reifenwulst ein oder mehrere zugfeste Drahtkerne eingebettet. Beim schlauchlosen Reifen übernimmt der Reifenwulst außerdem die Abdichtung des eingeschlossenen Luftvolumens gegenüber der Umgebung.
Der eigentliche Festigkeitsträger eines Reifens ist der Gewebeunterbau oder die Karkasse. Die Karkasse besteht aus einer oder mehreren Gewebelagen, die am Kern verankert sind.



Bild 3-406: Reifenaufbau für einen typischen Pkw-Reifen mit den Bauteilen: 1) Laufstreifen, 2) Unterplatte, 3) Nylonbandage, 4) Stahlkord Gürtellagen, 5) Karkasse, 6) Innenschicht, 7) Seitenwand, 8) Kernprofil, 9) Kern

Der Laufstreifen umgibt die Karkasse an ihrem äußeren Umfang und muss die zwischen Kraftfahrzeug und Fahrbahn auftretenden Kräfte übertragen. Die Gummimischung und die Profilierung des Laufstreifens werden nach den geforderten Eigenschaften ausgelegt. Die abriebfeste Seitenwand schützt die Gewebelagen vor äußeren Einflüssen.
Das Profil der Lauffläche kann sehr unterschiedlich gestaltet werden und hängt stark vom vorgesehenen Einsatz ab. Für Winterreifen zum Beispiel hat sich in den letzten Jahrzehnten eine deutliche Wandlung vom grobstolligen Klotzprofil hin zum weichen Hochlamellenprofil vollzogen (**Bild 3-407**).

3.9.2.3 Reifenmaterialien

Die beschriebenen Funktionalitäten der einzelnen Reifenbauteile werden durch den Einsatz von im Wesentlichen drei Materialgruppen sichergestellt: Textilien, Stahlcorde/Drähte zur Aufnahme des Fülldrucks und der externen Radlasten und Gummi zur Lufthaltung und Kraftübertragung des Reifens zur Strasse. **Bild 3-408** zeigt die prozentuale Verteilung der Festigkeitsträger sowie der wesentlichen einzelnen chemischen Bestandteile von Gummi.

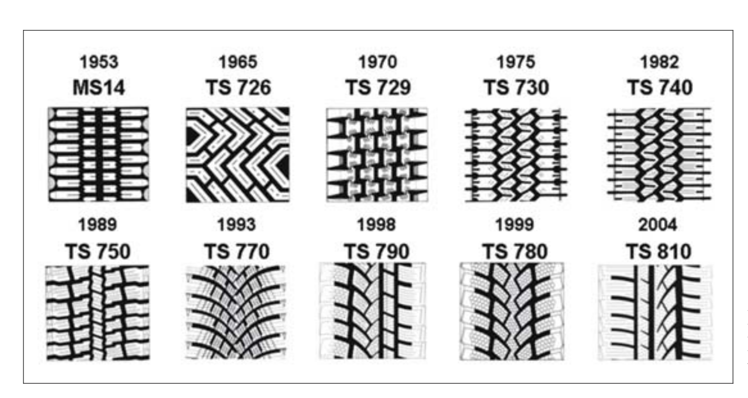


Bild 3-407: Entwicklung der Profile von Winterreifen

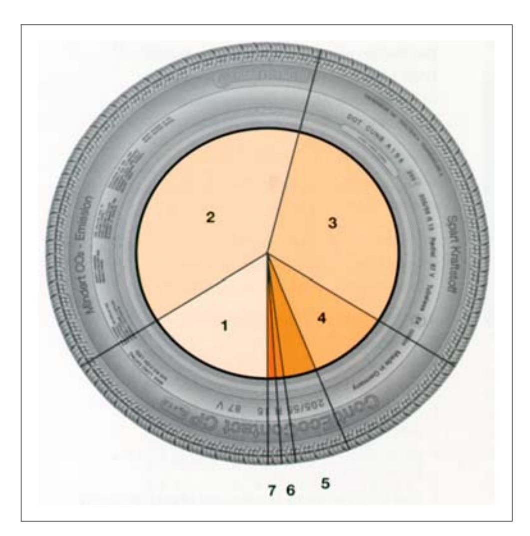


Bild 3-408: Gewichtsanteile der einzelnen Materialien im Reifen:
1) Festigkeitsträger (Stahl, Rayon, Nylon) 16 %, 2) Kautschuk (Natur und Synthesekautschuk) 38 %, 3) Füllstoffe (Ruß, Silicia, Kreide...) 30 %, 4) Weichmacher (Harze und Öle) 10 %, 5) Chemikalien Vulkanisation (Schwefel, Zinkoxid) 4 %, 6) Alterungsschutzmittel (gegen Ozoneinwirkung) 1 %, 7) Sonstiges 1 %

Das Ausgangsprodukt zur Gummiherstellung Kautschuk ist ein klebriges, zähes und plastisches Material mit sehr langen, nachgiebigen und biegsamen Molekülketten. Der Naturkautschuk war lange Zeit der alleinige Basisrohstoff der Gummiindustrie. Er wird vor allem aus dem Saft des Gummibaumes („*Hevea Brasiliensis*“) gewonnen. In den Kautschukplantagen Asiens kerbt man seine Rinde ein und sammelt den austretenden Kautschuksaft, den Latex. Dieser enthält ca. 35 % feste Kautschukbestandteile, die durch Zugabe von Säure ausgeschieden werden (koagulieren). Das eingedickte Material wird gewalzt, getrocknet, zum Teil geräuchert und gepresst.
Synthesekautschuk ist ein Erzeugnis der organischen Chemie. Sein Ausgangsprodukt ist Rohöl, speziell Schwerbenzin (Naphta), das beim Spalten (*Cracken*) des Rohöls in der Raffinerie entsteht. Durch die Verknüpfung seiner Kohlenstoffatome mit Wasserstoffatomen ergeben sich die Vorprodukte des synthetischen Kautschuks: Ethylen, Propylen, Butadien und, über das Zwischenprodukt Benzol, auch Styrol. Unter Zusatz von Wasser, Emulgatoren und Katalysatoren emulgieren diese Vorprodukte, so dass ein Gemisch kleinster, dicht aneinander gereihter Tröpfchen entsteht. Diese Emulsion wird polymerisiert und bildet eine synthetische Latexmilch. Wie beim Naturkautschuk wird auch hier der feste Bestandteil nach Koagulation ausgeschieden. Sein Anteil am weltweiten Kautschukverbrauch liegt heute bei über 60 %.

Füllstoffe werden in größeren Mengen dem Kautschuk zugesetzt, um seine Verarbeitung zu ermöglichen und die gewünschten Gummieigenschaften (z.B. Härte, Zugfestigkeit, Reißdehnung, Abriebwiderstand) zu erreichen. Der am häufigsten verwendete Füllstoff ist Ruß, der großtechnisch durch unvollständige Verbrennung von Erdöl oder Erdgas erzeugt wird. Industrieruß ist fast reiner Kohlenstoff, der sehr feinkörnig und durch seine große innere Oberfläche äußerst reaktiv ist. Die verstärkende Wirkung von Ruß wird durch die an der Oberfläche entstehenden Bindungskräfte zwischen den Russteilchen und den Kautschukmolekülen erzielt. Der Ruß gibt somit dem Gummi seine innere Festigkeit.
Kieselsäure-Füllstoffe (*silica fillers*) haben sich als Zusätze in verschiedenen Bereichen der Kautschukindustrie bewährt, wo es auf hohe Beanspruchbarkeit und Leistungsfähigkeit des Werkstoffs ankommt. Wie der Ruß besitzen auch sie eine sehr große Oberfläche. In der Reifenindustrie führt der gezielte Einsatz von Kieselsäure (z.B. im Laufstreifen) zu herabgesetztem Rollwiderstand und optimierter Haftung („Silica-Reifen“).
Im Vulkanisationsvorgang werden abschließend die langen Kautschuk-Molekülketten mit Hilfe des zugemischten Schwefels unter Druck und Temperatur verknüpft und gehen eine feste Verbindung ein. Aus plastischem Kautschuk wird das Elastomer Gummi.

3.9.2.4 Viskoelastische Eigenschaften von Gummi

Die mathematische Beschreibung des Verhaltens von Gummi ist wegen des stark nichtlinearen und über der Zeit veränderlichen Verhaltens anspruchsvoll. **Bild 3-409** zeigt einen Zugversuch bei dem in 5 Stufen die Dehnung um jeweils 10 % erhöht wurde. In den jeweiligen Stufen wurde die Dehnung 10-mal hoch und heruntergefahren. Der erste Zyklus einer Laststufe zeigt immer die höchsten Kraftwerte, die dann während der nächsten Zyklen immer weiter abnehmen, bis ein stationärer Zustand erreicht ist.

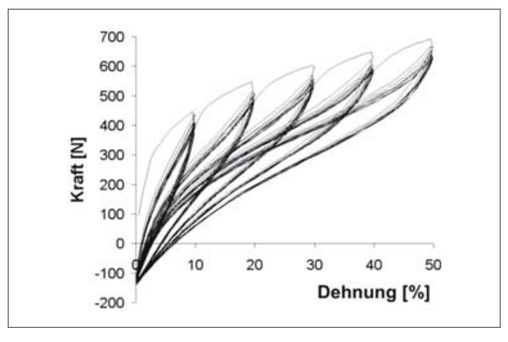


Bild 3-409: Experimentelle Untersuchung des Dehnungsverhaltens einer russgefüllten Gummiprobe bei zyklischer Belastung über 5 Laststufen

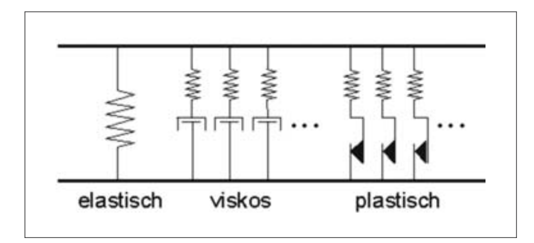


Bild 3-410: Ersatzmodell für Gummiverhalten

Dieses Materialverhalten modellmäßig abzubilden erfordert einen hohen Aufwand für die Simulation. Die Nachbildung kann z.B. durch eine Anordnung von Federn, Dämpfern und Reibelementen erfolgen, die für verschiedene Dehngeschwindigkeiten das elastische, viskose und plastische Gummiverhalten beschreiben (**Bild 3-410**).
Die einzelnen Anteile lassen sich wie folgt physikalisch erklären: Das elastische Verhalten beschreibt allgemein das Gummiverhalten. Es wird durch eine meist nichtlineare Feder beschrieben, die sowohl die Nichtlinearität der Spannungs-Dehnungs-Kurve als auch die Inkompressibilität berücksichtigt. Der viskose Anteil kommt aus der geschwindigkeits- und frequenzabhängigen Steifigkeit des Gummimaterials und beschreibt über das Temperatur-Frequenz-Äquivalenzprinzip auch das Temperaturverhalten. Je höher die Frequenz oder je tiefer die Temperatur desto härter reagiert Gummi auf äußere Belastung.
Generell wird das viskoelastische Verhalten von Gummi durch den so genannten komplexen Elastizitätsmodul E^* beschrieben, der aus Speichermodul E' und Verlustmodul E'' besteht (in komplexer Zahlenschreibweise: $E^* = E' + \mathrm{i}\,E''$). Der Verlustbeiwert $\tan\delta$ als Verhältnis Verlustmodul zu Speichermodul ist ein Maß für die Energieverluste bei der Deformation des viskoelastischen Gummis. Die Anpassung des Speicher- und Verlustmoduls über einen Frequenzbereich von ca. 5 Dekaden (**Bild 3-411**) ist mit 10 Maxwell-Elementen bestehend aus je einer Feder und einem Dämpfer möglich. Mit dem plastischen Anteil kann der inneren Materialstruktur Rechnung getragen werden. Eine Hypothese besagt, dass unter Deformation die Polymerketten auf den Füllstoffoberflächen gleiten, wodurch eine Reibungshysterese hervorgerufen wird. Sichtbar wird dieses Verhalten in **Bild 3-412** dadurch, das die Kraft auch bei niedrigen Dehngeschwindigkeiten bei Dehnungszunahme (Belastung) größer ist als bei Dehnungsabnahme (Entlastung).
Die Anpassung erfolgt über die Prandtl-Elemente (Feder und Reibelemente), die den plastischen Materialanteil beschreiben (**Bild 3-410**). Sowohl die Kurvenform als auch die typische Gummihysterese für gefüllte Netzwerke wird richtig wiedergegeben.

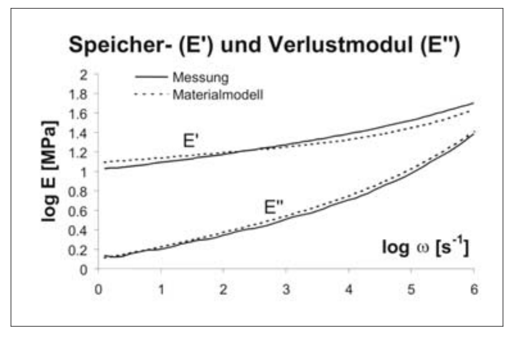


Bild 3-411: Materialgesetzanpassung an die Messwerte über einen Frequenzbereich von 5 Dekaden

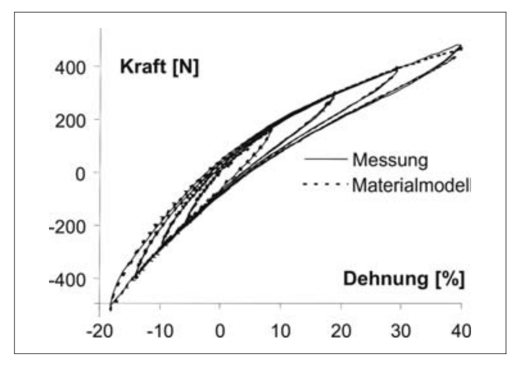


Bild 3-412: Materialgesetzanpassung an die Materialhysterese im stationären Zustand bei unterschiedlichen Dehnamplituden

3.9.3 Kraftübertragung Reifen–Fahrbahn

Der Reifen muss nicht nur bei den unterschiedlichsten Fahrbahnbelägen (Asphalt, Beton, Pflaster), sondern auch bei allen Witterungsbedingungen und Geschwindigkeiten des Fahrzeugs die Kraftübertragung zur Straße sicherstellen.
Damit bedeutet das Kraftschlussverhalten einen Schwerpunkt für den Reifenentwickler. Als Einflussgrößen auf das Kraftschlussverhalten werden vor allem Reifenart und Reifenzustand, Fahrbahnart und Fahrbahnzustand, Betriebsbedingungen und Betriebsfehler berücksichtigt.

3.9.3.1 Tragverhalten

Das Tragverhalten (F_z) einer idealen Membran ist beschrieben durch $p_i \cdot A$ (Innendruck ·Kontaktfläche) (**Bild 3-413**). Beim Reifen kommt durch die steife Schalenstruktur des Reifens noch ein zusätzlicher Strukturtraganteil (k) von ca. 10 bis 15 % hinzu. Bei Reifen mit Notlaufeigenschaften ist k deutlich größer (s. Abschnitt 3.9.5.2).

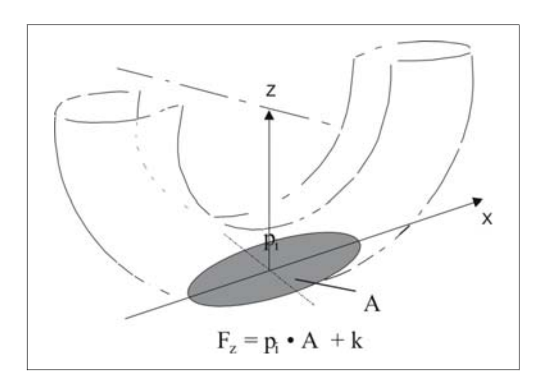


Bild 3-413: Tragverhalten eines Luftreifens

3.9.3.2 Kraftschlussverhalten, Aufbau von Horizontalkräften

Das Kraftschlussverhalten von Reifen wird im Wesentlichen von den Reibpartnern Gummi und Fahrbahnoberfläche bestimmt. Der Kraftschlussbeiwert ist dabei nicht konstant sondern hängt vom Material und der geometrischen Struktur der Lauffläche des Reifens und der Straßenoberfläche, dem Kontaktdruck, der Gleitgeschwindigkeit sowie der Temperatur ab.

Im Allgemeinen gilt: Je niedriger der Kontaktdruck gehalten werden kann und je homogener die Druckverteilung innerhalb der Bodenaufstandsfläche ist, desto höher sind die übertragbaren Seiten- und Umfangskräfte. Bei höheren Schlupf- oder Gleitgeschwindigkeiten nehmen die Kraftschlussbeiwerte ab (**Bild 3-414**). Je nach Einsatzgebiet entwickeln Gummimischungen in unterschiedlichen Temperaturbereichen ihre höchsten Kraftschlusswerte. Bei einem Betrieb außerhalb dieses Temperaturbereichs sind die Werte deutlich kleiner. So werden häufig Winterreifen für einen Temperaturbereich von –20 bis 10 °C, Sommerreifen von 5 bis 40 °C ausgelegt. In diesen Temperaturbereichen haben sie den höchsten Kraftschluss.

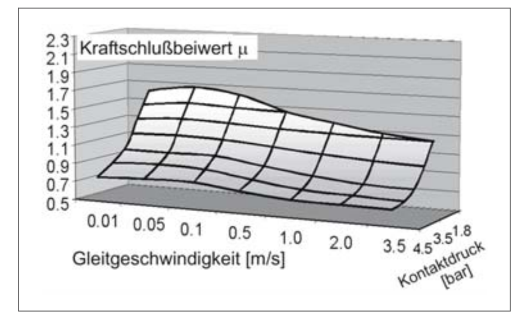


Bild 3-414: Kraftschlussbeiwert μ abhängig vom Kontaktdruck und der Gleitgeschwindigkeit auf Korund-180 für eine typische Laufflächenmischung

Der Kraftschluss von Gummi auf rauer Oberfläche wird durch die Modellvorstellung der Hysteresereibung erklärt. Die beim Gleiten eines Gummiklotzes entstehenden höheren Kompressionskräfte auf der auflaufenden Seite einer Unebenheit und die niedrigeren sich langsam entspannenden Kontaktkräfte auf der ablaufenden Seite führen zu einer asymmetrischen Druckverteilung mit einer entgegen der Gleitrichtung wirkenden Komponente, d.h. der Reibkraft.

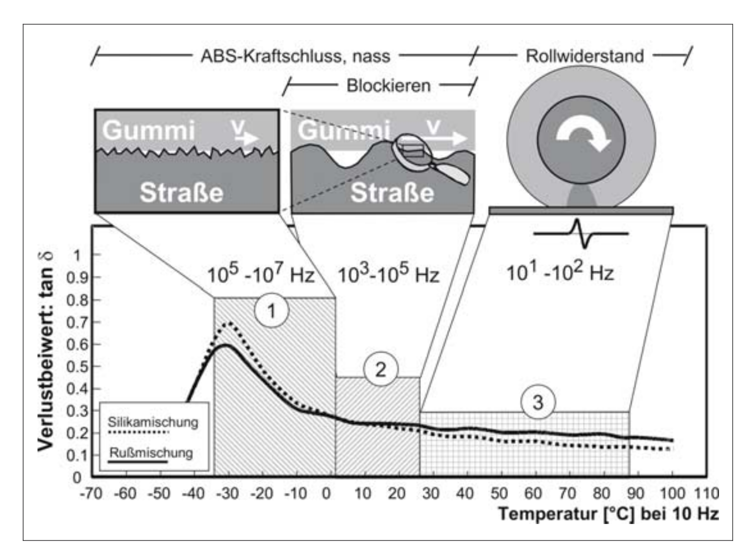


Bild 3-415: Verlauf des Verlustbeiwerts tan δ über der Temperatur mit den relevanten Bereichen für Kraftschluss auf nasser Straße und Rollwiderstand für zwei Reifenmischungen (Ruß- und Silikamischung)

Als stark verkürzte Erklärung mag hier genügen, dass der Entwickler verschiedenen Temperaturbereichen der tan δ Kurve auf Basis eines Temperatur-Frequenz-Äquivalentprinzips (WLF-Transformation) bestimmte typische Reifeneigenschaften zuordnen kann. Physikalisch unterscheiden sich die in **Bild 3-415** gekennzeichneten Bereiche der tan δ Kurve: Bereiche 1 und 2 sind relevant für das Bremsen auf nasser Fahrbahn, Bereich 1 vor allem für den quasi Haftbereich mit sehr kleinen Gleitgeschwindigkeiten im vorderen Bereich der Bodenaufstandsfläche, Bereich 2 für die höheren Gleitgeschwindigkeiten im hinteren Teil der Aufstandsfläche oder beim Blockierbremsen. Bereich 3 ist relevant für den Rollwiderstand mit der zyklischen Gummideformation beim Rollen. Dem Bereich 1 kann physikalisch eine adhäsionsunterstützte nanoskalige Hysteresereibung, Bereich 2 eine mesoskalige Hysteresereibung und Bereich 3 eine impulsförmige Gummideformation zugeordnet werden. Anschaulich: Je kleiner die Rauigkeitsskala im Kontakt Reifen–Straße wird, desto höher ist die zugeordnete Frequenz.

Die Kompromisslage niedriger Kraftstoffverbrauch durch niedrigen Rollwiderstand (tan δ klein im Bereich 3 bei 60 °C) bei kurzen Bremswegen (tan δ groß in den Bereichen 2 und 3, d.h. kleiner 20 °C) soll auf ein möglichst hohes Niveau gebracht werden. Wie aus **Bild 3-415** zu entnehmen, ist dies bei Silikamischungen gelungen.

3.9.3.3 Antreiben und Bremsen, Umfangskräfte

Im **Bild 3-416** wird beispielhaft ein Bremsvorgang ohne ABS dargestellt. Hier soll nicht auf Bremssysteme, sondern auf den Beitrag der Reifen eingegangen werden. Dargestellt ist der Kraftschlussbeiwert μ, definiert als Quotient aus Umfangskraft und Normalkraft aufgetragen gegenüber dem Radschlupf beim Bremsen. Allgemein wird der Schlupf λ bei seitenkraftfrei rollendem Rad definiert als

$$\lambda = \frac{R_{\text{dyn}} \cdot \omega - v}{v} \tag{3.109}$$

mit R_{dyn} dynamischer Rollradius, ω Raddrehzahl und v Fahrzeuggeschwindigkeit. Der dynamische Rollradius ist der wirksame Abrollradius des Rades. Er wird indirekt aus der zurückgelegten Strecke und der Anzahl der Radumdrehungen bestimmt.

Um beim Antreiben bei durchdrehendem Rad nicht auf Werte über 1 bzw. 100 % zu kommen, wird der Schlupf häufig statt auf die Fahrzeuggeschwindigkeit auf die Radgeschwindigkeit $R_{\text{dyn}} \cdot \omega$ bezogen.

Bild 3-416 macht deutlich, dass Reifen über den ganzen Bereich bis zum Schlupf 100 % gefordert werden können. Bemerkenswert ist, dass die Reifen beim Bremsen mit blockierten Rädern die gesamte kinetische Energie umwandeln müssen, beim ABS-Bremsen wird der größte Anteil von der Bremsanlage „übernommen". Mit Erhöhen des Bremsschlupfes bilden sich zunehmende Gleitbereiche in der Aufstandsfläche aus (**Bild 3-417**).

Vom Auslauf, jeweils auf der rechten Seite vergrößert sich die Gleitzone Richtung Einlauf. Kurz vor dem Erreichen des Schlupfmaximums befindet sich fast die gesamte Kontaktzone im Gleitzustand. Der im vorderen Teil der Bodenaufstandsfläche als Haftbereich gekennzeichnete Teil charakterisiert einen Bereich, in dem nur sehr kleine Gleitgeschwindigkeiten auftreten, also makroskopisch Quasihaften vorliegt.

Neben der Abhängigkeit von der Fahrzeugauslegung und der Fahrgeschwindigkeit haben Reifenart und Fahrbahnrauigkeit einen bestimmenden Einfluss.

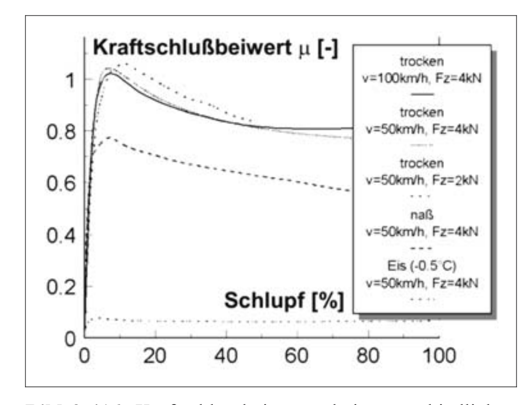


Bild 3-416: Kraftschlussbeiwert μ bei unterschiedlichen Fahrbahnzuständen und Einsatzbedingungen

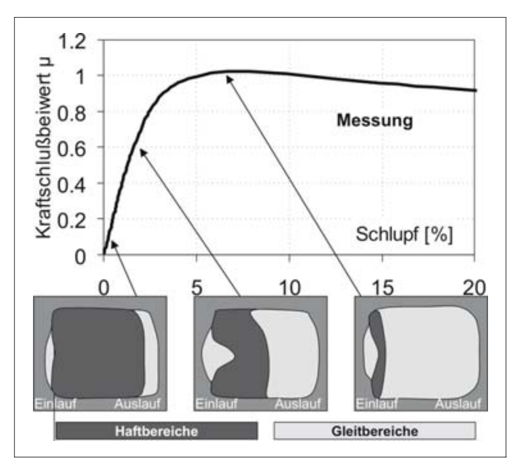


Bild 3-417: Haft- und Gleitzonen in der Bodenaufstandsfläche eines Reifens beim Bremsen (links: Einlauf, rechts: Auslauf) bei unterschiedlichem Radschlupf

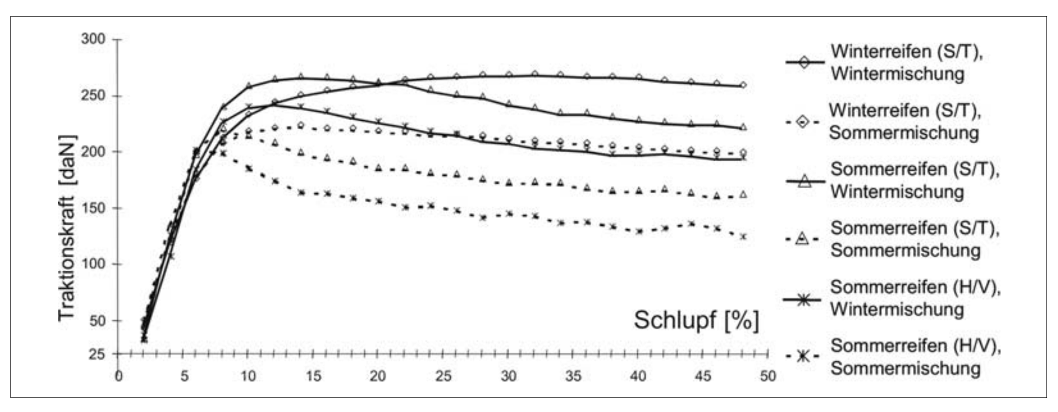


Bild 3-418: Beeinflussung des Kraftschlusspotenzials durch Reifen und Laufflächenmischungen bei Traktion auf Schnee

Die Darstellungen in den **Bildern 3-416** bis **3-418** zeigen den erreichbaren Kraftschluss abhängig von den Einflussfaktoren Fahrbahn, Reifen und Betriebsbedingungen und damit Kenngrößen für erreichbare Antriebsbeschleunigungen und Bremswege. Verschiedene Kombinationen von Reifenprofilen und Laufflächenmischungen können sehr unterschiedliche Traktion auf Schnee erzeugen (**Bild 3-418**). Die Kombination zeigt, dass für die Wintereigenschaften vor allem die Laufflächenmischung mit Wintereigenschaften entscheidend ist, die bei tiefen Temperaturen elastischer bleibt gegenüber typischen Sommermischungen.

3.9.3.4 Schräglauf, Seitenkräfte und Rückstellmomente

Für die Fahrdynamik von Fahrzeugen sind die Größe und Charakteristik der zu übertragenden Seitenkräfte von entscheidender Wichtigkeit für ein angenehmes und sicheres Fahren. Mit zunehmendem Schräglaufwinkel des Reifens wird die Seitenkraft radlastabhängig bis zu einem Maximalwert im Bereich zwischen 5° und 15° Schräglaufwinkel aufgebaut (**Bild 3-419**).

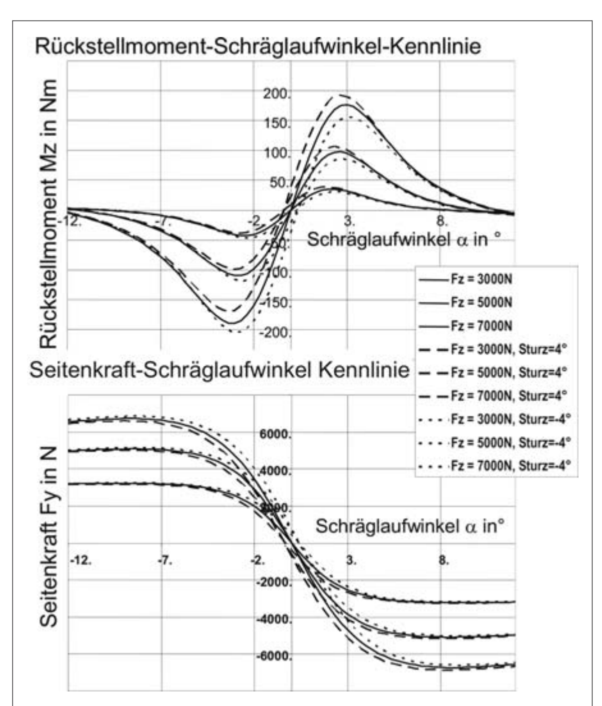


Bild 3-419:
Rückstellmoment M_z und Seitenkraft F_y als Funktion des Schräglaufwinkels α, der Radlast F_z und des Sturzes

Durch die bei Schräglauf linear ansteigende Querverformung der Profilklötze von Latscheinlauf zu Auslauf zwischen Gürtel und Fahrbahn rutscht der Angriffspunkt der Seitenkraft, der so genannte pneumatische Nachlauf, auf etwa 1/6 der Latschlänge hinter die Reifenmitte und bildet ein Rückstellmoment.
Dieses Rückstellmoment versucht das Rad und damit auch das Lenkrad wieder in die Ausgangsstellung zurückzudrehen. Es erreicht ein Maximum, wenn die Schräglaufkennlinie beginnt, den linearen Anstieg deutlich zu verlassen und kann bei weiter zunehmendem Schräglaufwinkel negativ werden.
Zusätzlich dargestellt ist der Sturzeinfluss des Rades. So erhöht ein negativer Sturz die Seitenkraft bei Kurvenfahrt, vermindert aber gleichzeitig das Rückstellmoment. Ein positiver Sturz wirkt umgekehrt.

3.9.3.5 Schräglaufsteifigkeit

Eine wichtige Kenngröße für die Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen ist die Anfangssteigung der Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie aus dem Ursprung. Diese Anfangssteigung ist die Schräglaufsteifigkeit oder *Cornering-Stiffness*. Ein Beispiel für die Schräglaufsteifigkeit und den Einfluss des Fülldruckes ist in **Bild 3-420** dargestellt.

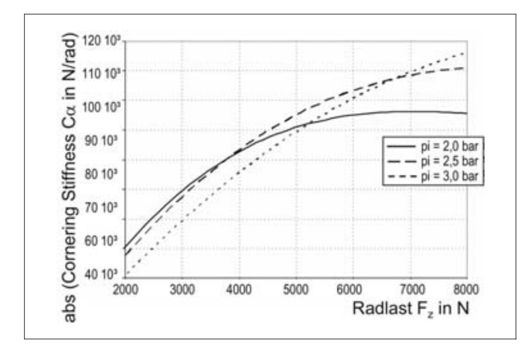


Bild 3-420: Schräglaufsteifigkeit abhängig von der Radlast für verschiedene Fülldrücke

Für kleine Radlasten ist die Schräglaufsteifigkeit bei niedrigem Fülldruck am größten, wogegen sich dieses Verhalten bei größeren Radlasten umkehrt.
Neben konstruktiven Änderungen am Reifen hat die Felgenmaulweite einen großen Einfluss auf den Aufbau der Seitenkräfte des Reifens. Eine um 1“ größere Felgenmaulweite ermöglicht eine um ca. 10 % vergrößerte Schräglaufsteifigkeit (**Bild 3-421**).
Eine kompakte Darstellung der Reifenkräfte ermöglicht das so genannten Gough-Diagramm (**Bild 3-422**) in den Koordinaten Seitenkraft über Rückstellmoment für die Parameter Radlast, Schräglaufwinkel und Reifennachlauf. Der Nachlauf ist definiert als der Abstand des Angriffspunkts der resultierenden Seitenkraft im Latsch zur Reifenmitte.

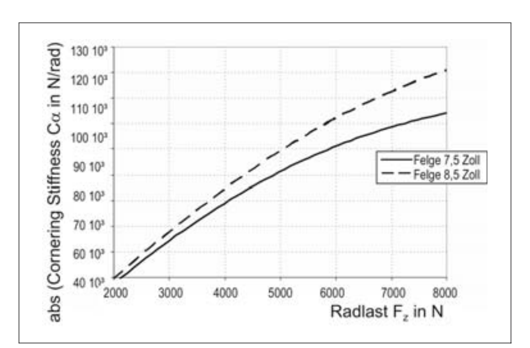


Bild 3-421: Einfluss der Felgenmaulweite auf die Schräglaufsteifigkeit

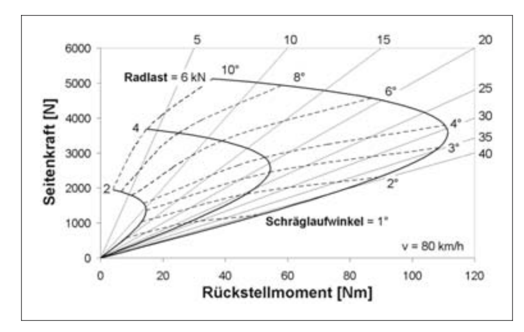


Bild 3-422: Gough-Diagramm für einen Pkw-Reifen

Das Gough-Diagramm ermöglicht die quasi-statische Bestimmung der Seitenkräfte und Rückstellmomente an beiden Rädern einer Achse bei Kurvenfahrt.
Alle bisher betrachteten Kräfte und Momente gelten für den stationär rollenden Reifen. Bei einer Änderung der Betriebsbedingung des Reifens wie Schräglaufwinkel, Last, Sturz und Felgenquerverschiebung relativ zum Latsch dauert es eine gewisse Zeit, bis sich der neue stationäre Zustand eingestellt hat. Dies soll an zwei Beispielen für die Seiten- und Umfangskraft verdeutlicht werden:
Die Änderung der Seitenkräfte wird über das Einlaufverhalten des Reifens beschrieben und ist besonders für die Querdynamik des Fahrzeugs von Bedeutung. Der Reifen baut die Reaktionskräfte über eine bestimmte Wegstrecke auf, deren Länge im Wesentlichen von den Reifenparametern Masse, Dämpfung, Reibung im Latsch und den Betriebszuständen abhängt. Die entsprechende Kenngröße ist die Relaxations- oder Einlauflänge; sie ist die Abrollstrecke, bei der die Seitenkraft F_y in den Koordinaten Seitenkraft über Rückstellmoment für die Parameter Radlast, Schräglaufwinkel und Reifennachlauf erreicht (**Bild 3-423**). Für Pkw-Reifen liegen typische Einlauflängen zwischen 0,2 und 0,7 Meter.
Die Einlauflänge l kann auch über $l = C_\alpha / C_y$ mit der Schräglaufsteife C_α und der Quersteifigkeit C_y abgeschätzt werden.

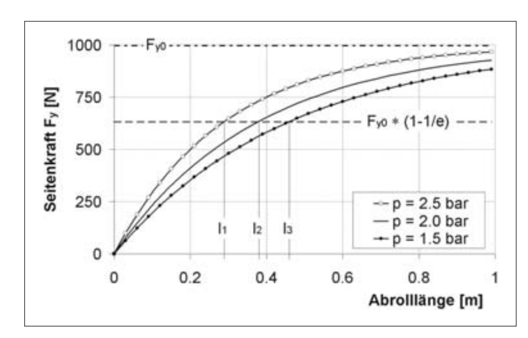


Bild 3-423: Aufbau der Seitenkraft mit zugehörigen Einlauflängen $l_{1,2,3}$ in Abhängigkeit vom Fülldruck p bei einer stufenförmigen Schräglaufwinkeländerung von 0° auf 1°

Grundsätzlich gibt es Einlauflängen für alle Kraftrichtungen. Bei periodischen Änderungen der Betriebsbedingungen ergibt sich ein Phasengang. Dazu kommt die dynamische Antwort des schwingungsfähigen Systems im Zeitbereich.
In **Bild 3-424** ist eine Kennlinie für den Umfangskraft-Bremsschlupf für zwei Geschwindigkeiten dargestellt. Beim Aufbringen eines Bremsimpulses nimmt zunächst der Schlupf zu, bevor die Kraft aufgebaut wird. Es bildet sich eine Reihe von Konvergenzpunkten, die den stationären Kurvenverlauf kennzeichnen. Das Antwortverhalten des Reifens auf die Änderung des Bremsmoments wird dabei bestimmt von der Reifendynamik und der Einlauflänge in Umfangsrichtung.

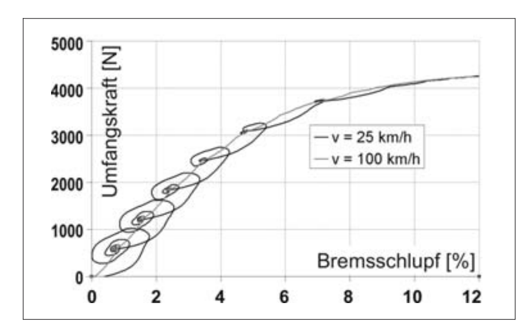


Bild 3-424: Dynamische Reifenantwort auf eine stufenweise Erhöhung der Bremskraft

3.9.3.6 Reifen unter Quer- und Längsschlupf

Hier ist neben der Frage des Kraftschlusses insbesondere auch die Reifencharakteristik für die Beherrschbarkeit eines Fahrzeuges im Grenzbereich interessant. Sportlich geübte Fahrer nutzen einen höheren, schmalen Grenzbereich für höhere Kurvengeschwindigkeiten, für den Normalfahrer ist ein breiter Grenzbereich anzustreben. Zunächst soll **Bild 3-425** die Geschwindigkeits- und Schlupfverhältnisse am rollenden Rad unter Schräglauf verdeutlichen (s. Abschnitt 2.2).
Der Reifen kann sein max. Kraftschlusspotenzial jeweils nur in einer Richtung anbieten (**Bild 3-426**). Da die Kraftschlussmaxima in Umfangsrichtung und Querrichtung bis zu einem bestimmten Grade unterschiedlich sind, wird der allgemein angesetzte (Kammsche) Kraftschlusskreis zu einer Ellipse. Für verschiedene Schräglaufwinkel ist das Verhältnis Seiten- zu Umfangskraft in **Bild 3-427** dargestellt.

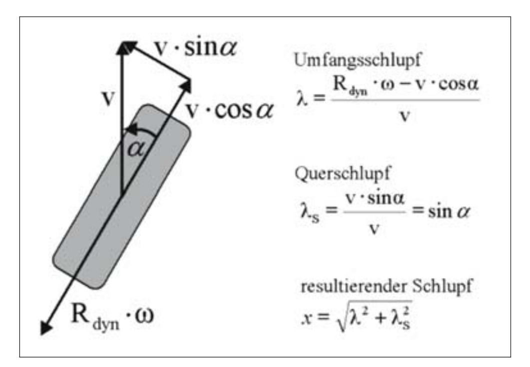


Bild 3-425: Geschwindigkeits- und Schlupfverhältnisse am rollenden Rad unter Schräglauf)

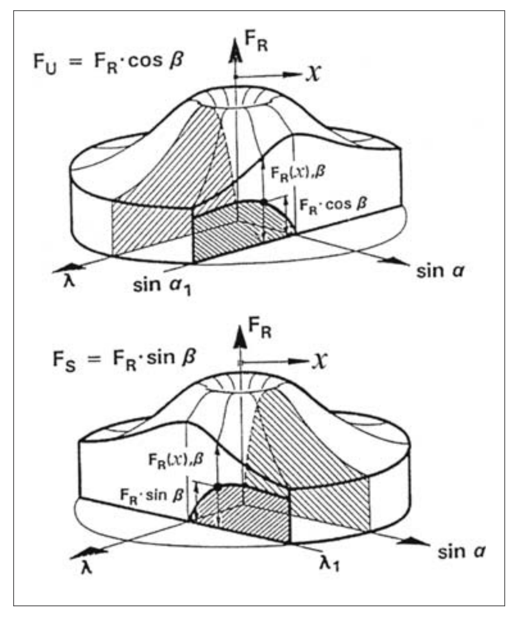


Bild 3-426: „Reibungskuchen“ nach Prof. Weber als eine Darstellung für die resultierenden Führungskräfte am Reifen: F_U Umfangskraft, F_S Seitenkraft, F_R Reibkraft, χ resultierender Schlupf, α Schräglaufwinkel, α_1 beliebiger Schräglaufwinkel $\neq 0$, λ Längsschlupf, λ_1 beliebiger Längsschlupf $\neq 0$, β Reibkraftrichtungswinkel im Kammschen Kreis

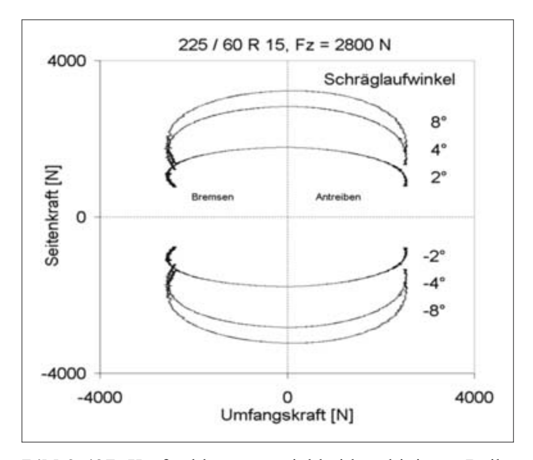


Bild 3-427: Kraftschlusspotenzial bei kombinierter Reibkraft durch Seiten- und Umfangskraft

3.9.3.7 Reifengleichförmigkeit

Strukturseitenkraft und Konizität
Reifen laufen ohne Führung durch die Radaufhängung aufgrund ihres Schichtaufbaus der Festigkeitsträger nicht geradeaus. Jeder Reifen besitzt bei Schräglaufwinkel Null konstante Seitenkräfte, die ein Abweichen von der idealen Gerade bewirken. Diese Kräfte setzen sich zusammen aus der drehrichtungsabhängigen Strukturseitenkraft F_{SS} und der drehrichtungsunabhängigen Konizitätskraft F_K. Die Strukturseitenkraft ergibt sich aus der inneren Struktur des Reifens, die Konizitätskraft aus der Reifengeometrie. Durch Wenden der Reifen auf der Felge lassen sich in der Praxis Reklamationen wegen „einseitigen Ziehens“ vielfach beseitigen (**Bild 3-428**).

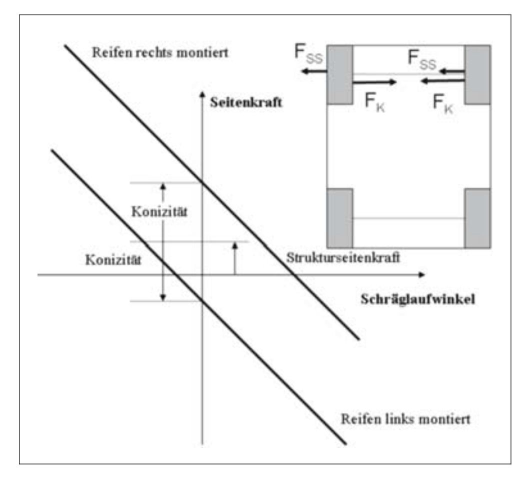


Bild 3-428: Einfluss der Drehrichtung auf die Resultierenden aus Strukturseitenkraft F_{SS} und Konizität F_K

Reifenrundlauf
Eine Reifenungleichförmigkeit beschreibt die Abweichung des Reifens von einem idealen Rotationskörper. Die geometrischen Abweichungen werden durch Höhen- und Seitenschläge dargestellt. Wichtiger sind die Kraftschwankungen des eingefedert rollenden Rades in radialer, lateraler und tangentialer Richtung. Sie stellen die Summenwirkung aus der Variation von Geometrie und Steifigkeit über dem Umfang dar. In der Praxis sind für diese Größen Grenzwerte festgelegt, die nicht überschritten werden dürfen, damit im Fahrzeug diese Störungen ungespürt beleiben.

3.9.4 Reifenmodelle für die Simulation

Reifenmodelle dienen dazu, Reifeneigenschaften qualitativ oder quantitativ darzustellen und vorherzusagen. Sie können je nach Anforderung unterschiedliche Komplexität besitzen, beginnend bei einfachen mathematischen bis hin zu detaillierten dynamischen FEM-Modellen. Für die Auslegung von Reifen werden in der Reifenindustrie vorwiegend FEM-Modelle eingesetzt, die sich zur Kopplung mit Fahrzeugmodellen aufgrund der sich ergebenen Rechenzeiten nicht eignen (**Bild 3-429**). Die in der Mitte stehenden MKS-Modelle bilden die Reifenphysik in ihrer Beschreibung des Gesamtverhaltens ab, erfassen aber meist keine Strukturdetails.

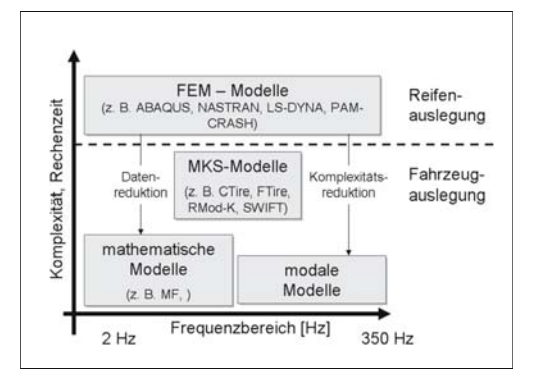


Bild 3-429: Darstellung unterschiedlicher Einsatzfelder für Reifenmodelle

3.9.4.1 Reifenmodelle für die Horizontaldynamik

Da der Kern der Prozeduren für die Fahrsimulation Zeitschrittverfahren sind, müssen in jedem Zeitschritt die Reifenmodelle rasch in der Lage sein, die entsprechenden Reifenkräfte und -momente aus den Radlasten und kinematischen Randbedingungen wie Schlupf, Schräglauf- und Sturzwinkel zu berechnen. Dafür wurden mathematisch-empirische Modelle entwickelt, deren Kern analytische Formeln sind, die mit möglichst wenigen Parametern das gemessene

Charakteristik-Verhalten des eingesetzten Reifens ausreichend genau beschreiben. Die Magic Formula [88] ist dabei heute wohl das am häufigsten eingesetzte Reifenmodel. Für die Fahrdynamiksimulation ist es also notwendig, möglichst realistische Reifencharakteristiken zur Verfügung zu haben. Diesen Anforderungen wurde die europäische Automobil und Reifenindustrie durch die Entwicklung der TIME-Prozedur (*Tire Measurement*) schon im Jahr 1999 gerecht.

Im Gegensatz zu konventionellen Messprozeduren, bei denen für eine konstante Radlast und einen konstanten Sturzwinkel der Schräglaufwinkel kontinuierlich verstellt wird, basiert die TIME-Prozedur auf realistischen Belastungen denen der Reifen auch im Fahrversuch ausgesetzt wird. Die Belastungen für den Reifen ergeben sich aus stationären Kurvenfahrten auf wechselnden, unterschiedlichen Radien mit verschieden Querbeschleunigungen. Die Auswertung der Änderungen von Schräglaufwinkel-, Sturzwinkel- und Radlastbedingungen an einem Reifen bei oben genannten Fahrten ergibt einen festen Zusammenhang zwischen Schräglauf, Sturz und Radlast, der hauptsächlich von der statischen Radlastverteilung eines Fahrzeuges und den Achscharakteristiken abhängt. Das **Bilder 3-430** zeigt Ergebnisse aus Fahrversuchen, die im Rahmen des TIME-Projektes [89] durchgeführt wurden.

Basierend auf Untersuchungen an typischen Fahrzeugen ergeben sich realistische Belastungskorridore für Reifenmessungen an Prüfständen. Ein Beispiel für hauptsächlich vorkommende Radlast-Schräglaufwinkel-Kombinationen zeigt **Bild 3-431**.

Das Diagramm deckt vier unterschiedliche Achstypen: eine Vorderachse mit Frontantrieb, eine Vorderachse mit Standardantrieb, eine Hinterachse mit Standardantrieb und eine Hinterachse mit Starrachse ab.

Während der Reifenmessung nach der TIME-Prozedur werden Schräglaufwinkel, Sturz und Radlast gleichzeitig verstellt als würde der Reifen am Fahrzeug montiert belastet. Weitere Messpunkte werden im linearen Bereich zur Schräglauf- und Sturzsteifigkeitsermittlung aufgenommen. Vor der Messung durchläuft der Reifen eine Warmlaufphase. **Bild 3-432** zeigt den Ablauf der gesamten Messprozedur für einen Reifen.

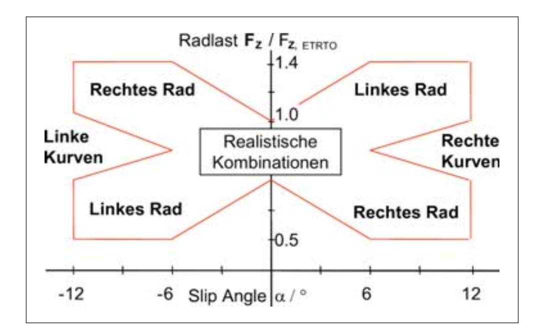


Bild 3-431: Qualitative Zuordnung der Radlasten an den vier Radpositionen in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel für front- und heckgetriebene Fahrzeuge

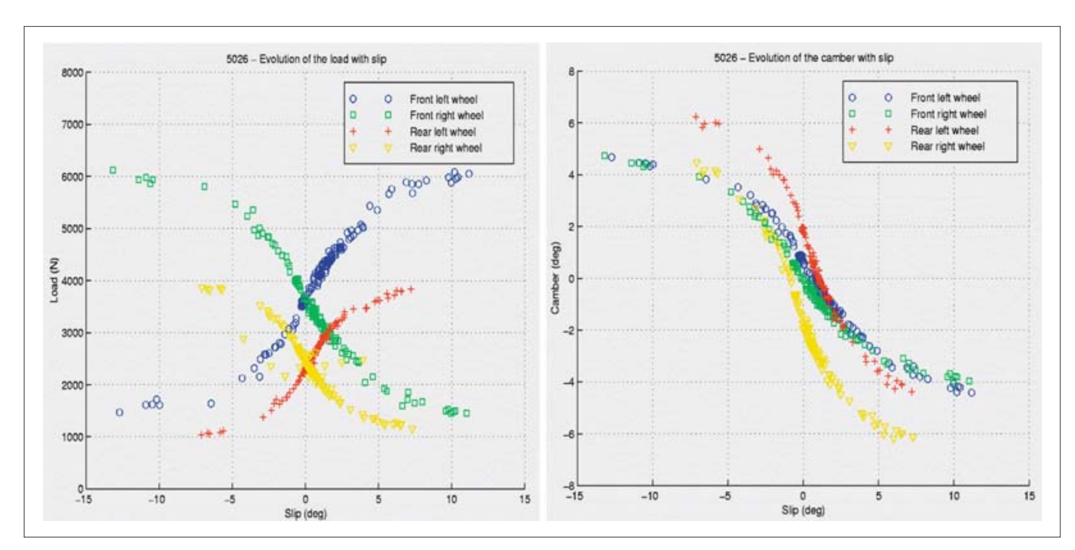


Bild 3-430: Gemessene Abhängigkeiten der Radlasten und des Sturzes an den vier Radpositionen in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel

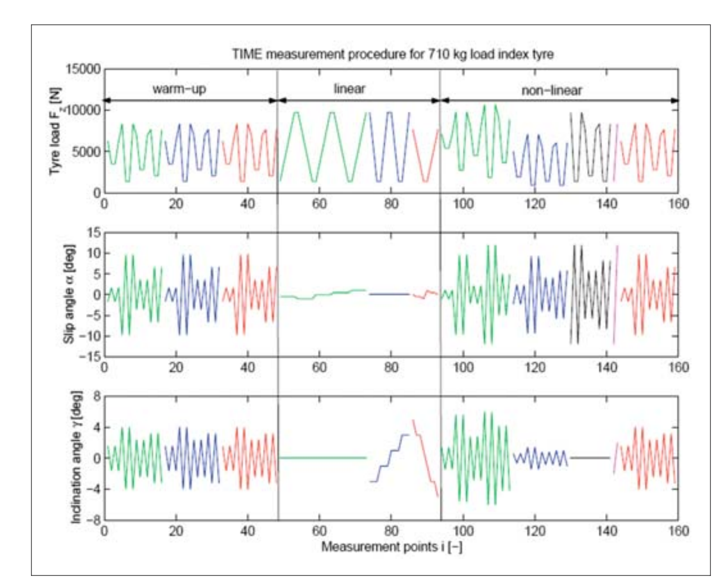


Bild 3-432: Ablauf der Reifenmessprozedur TIME

3.9.4.2 Reifenmodelle mit Finiten Elementen (FEM-Modelle)

In den letzten 20 Jahren versucht die Reifenindustrie die aufwendigen Messungen der Reifeneigenschaften durch eine geeignete Modellierung des Reifenkörpers ja sogar des Reifenprofils mit Hilfe der Methode der Finiten Elemente zu ersetzen. Primäres Ziel ist dabei nicht die Kosteneinsparung durch Versuchssubstitution, sondern das verbesserte Verständnis einzelner Funktionsmechanismen im Reifen, die dem Experiment schwer zugänglich sind. Das Einbringen der komplexen Gummibeschreibung in Form von Materialgesetzen in die Reifenberechnung ermöglicht eine Vielfalt an Vorhersagen von Reifeneigenschaften. Ein Beispiel ist die Reifenverformung unter Schräglauf im stationär rollenden Zustand. Die Informationen über die lokalen Kraft- und Reibverhältnisse in der Bodenaufstandsfläche erleichertn die Optimierung von Kraftschluss unter Seitenkraft bei Antreiben und Bremsen (**Bild 3-433**). Dabei muss den Reibverhältnissen in dem Kontaktbereich Reifen–Fahrbahn besondere Aufmerksamkeit geschenkt werden. Die Kraftübertragung ist im Wesentlichen abhängig von dem lokalen Anpressdruck, der Gleitgeschwindigkeit der Profilklötze und der Temperatur in der Kontaktzone.

Die Parameter dieser Materialgesetze müssen durch separate Tests von Materialproben mit der Fahrbahnoberfläche ermittelt werden. Das kann im Labor oder mit mobilen Prüfeinrichtungen auf der Teststrecke durchgeführt werden. Die in **Bild 3-414** gezeigte Abhängigkeit des Reibkoeffizienten μ vom Kontaktdruck und der Schlupfgeschwindigkeit muss für eine erfolgreiche Berechung berücksichtigt werden.

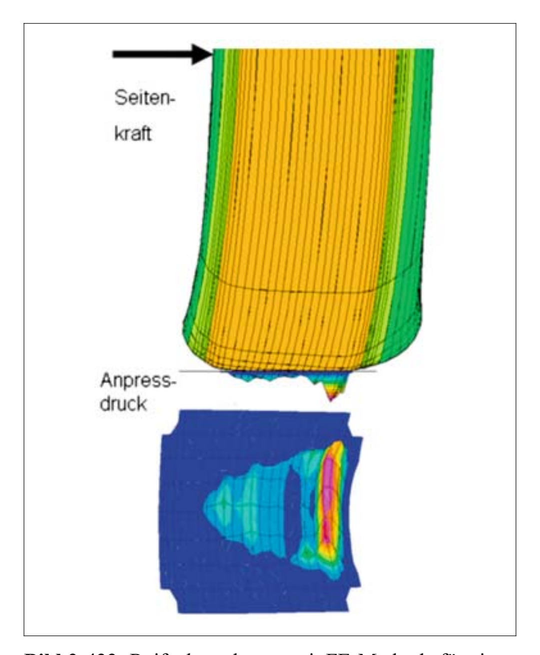


Bild 3-433: Reifenberechnung mit FE-Methode für einen stationär rollenden Reifen unter Schräglauf mit berechnetem Kontaktdruck

Um einen hohen Kraftschluss zu erhalten, sollte bei Optimierungsrechnungen angestrebt werden, den Kontaktdruck möglichst niedrig und die Druckverteilung in der Bodenaufstandsfläche möglichst homogen, d.h. ohne Kontaktspitzen zu halten.

Unter Berücksichtigung dieser Kontaktphänomene lassen sich mit FEM-Analysen stationäre Kennlinien

für Seitenkraft, Rückstellmoment und Umfangskraft schon recht genau berechnen. Einen Vergleich der gemessenen und berechneten Seitenkraft-Schräglaufkennlinien zeigt **Bild 3-434**. Weitere Anwendung findet die FEM bei der Vorhersage von Haltbarkeit, Rollwiderstand, Temperaturverteilung, Abrieb, Aquaplaning, usw.

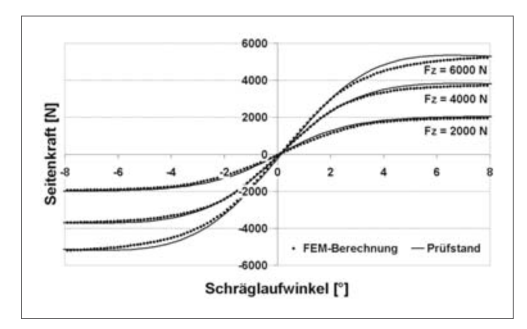


Bild 3-434: Vergleich von Prüfstandswerten mit FEM berechneten Seitenkraft-Schräglaufkennlinien für einen Standard-Pkw-Reifen bei drei Radlasten

3.9.4.3 Reifenmodelle für die Vertikaldynamik

Als Beispiel für ein einfaches MKS-Reifenmodell (MKS, Mehrkörpersystem), bestehend aus Federn, Massen und Dämpfern, kann das Modell aus **Bild 3-435** angesehen werden. Sichtbar sind die Felge und das deformierte Gürtelband sowie die Kräfte an der Achse und in der Reifenaufstandsfläche. Die zur Berechnung notwendigen Reifenparameter können über spezielle Messungen oder Berechnungen aus komplexeren Reifenmodellen (z.B. FEM, Finite Elemente Methode) bestimmt werden. Das Modell ist damit in der Lage, eine unebene Straße zu überfahren und die entstehenden Kräfte an die Achse und damit an ein angekoppeltes Fahrzeugmodell weiterzugeben. Der Bodenkontakt wird über sog. Bürsten (nicht dargestellt) abgetastet und die entstehenden Kontaktkräfte berechnet. Eine Möglichkeit den Rechenaufwand von Komfortmodellen zu verringern, besteht in der Reduktion der Freiheitsgrade der mechanischen Struktur des Reifens auf so genannten Reifenmoden, die experimentell oder simulativ mit der FE-Methode bestimmt werden.

3.9.4.4 Reifenmoden

Die Eigenschwingungen von Reifen unter Innendruck und Radlast können unterschiedliche Bewegungsformen annehmen (**Bild 3-436**). Jede Mode kann dabei in ihrer Grundschwingung oder in ihren höheren Harmonischen schwingen. Experimentell kann man einzelne Moden ca. bis 350 Hz auflösen. Bei noch höheren Frequenzen wird die Modendichte immer höher, so dass keine eindeutige Identifizierung mehr möglich wird.

Wird ein Reifen durch den Fahrbahnkontakt zum Schwingen angeregt, so überträgt er diese Bewegungen auf die Felge und damit auf das Fahrzeug. In der Übertragungsfunktion (**Bild 3-437**) findet man die einzelnen Reifenmoden durch Überhöhungen z.B. im Beschleunigungsspektrum wieder. Wo der Reifen Eigenfrequenzen aufweist, kann eine Störfrequenz besonders intensiv an das Fahrzeug weitergeleitet werden. Bei der Auslegung von Fahrzeugen sollte daher darauf geachtet werden, dass dominante Reifen- und Fahrzeugeigenfrequenzen nicht zusammenfallen.

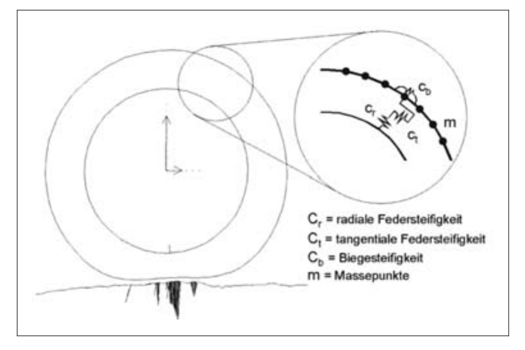


Bild 3-435: Einfaches MKS-Reifenmodell zur Fahrt über eine raue Straßenoberfläche, Darstellung der Achs- und Kontaktkräfte nach Größe und Richtung

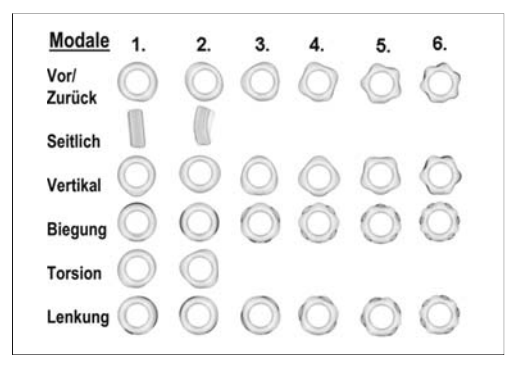


Bild 3-436: Reifenmoden

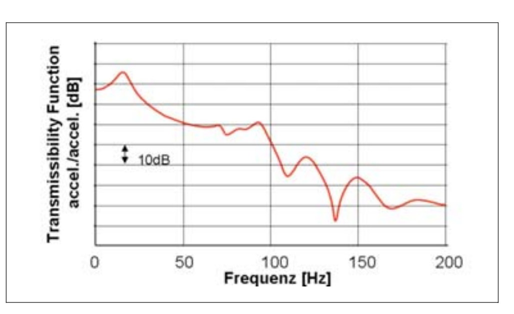


Bild 3-437: Übertragungsfunktion von der Reifenaufstandsfläche zur Felge

3.9.4.5 Eigenschwingung der Kavität

Eine besonders intensive Anregung erfolgt durch die Schwingung der Luftsäule im Reifen (**Bild 3-438**). Deren Frequenz hängt im Wesentlichen von der Größe des Luftraumes ab (zwischen 200 und 250 Hz.). Diese Frequenz kann bei vielen Reifen deutlich im Innenraum eines Fahrzeugs wahrgenommen werden, wenn sie zum Beispiel beim Überfahren von rauen Straßen intensiv angeregt wird. Unbedingt zu vermeiden ist, dass die erste Eigenmode der Felge ebenfalls in diesen Frequenzbereich fällt.

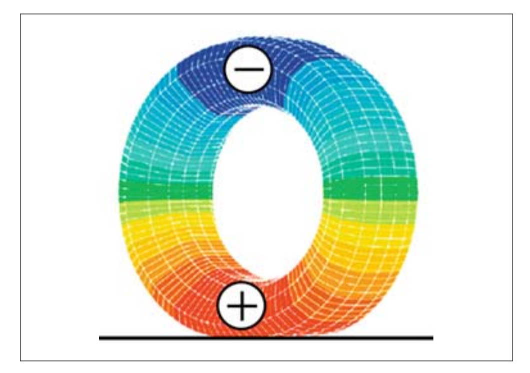


Bild 3-438: Schwingung des Reifeninnendrucks

3.9.4.6 Gesamtmodelle

Der Austausch der Modelle zwischen Reifen- und Fahrzeugindustrie verbreitert die Fahrzeugkompetenz in Verbindung mit einer Ausweitung der automotiven Produktpalette. Zur Simulation des komplexen Zusammenspiels von Fahrzeugkomponenten und Reifen kommen bevorzugt Mehrkörpersystem-Programme zum Einsatz (**Bild 3-439**).
Reifenmodelle für die Horizontaldynamik, die mit den Fahrzeugmodellen gekoppelt werden, geben in der Simulation auf ebenen Fahrbahnen mit konstantem Reibwert das Reifenverhalten mit hoher Genauigkeit wieder. Um Aussagen zur Längs- und Vertikaldynamik machen zu können, kommen komplexere Reifenmodelle zum Einsatz, die die Reifenkräfte und -momente auch auf unebenen Fahrbahnen mit wechselnden μ-Werten liefern.

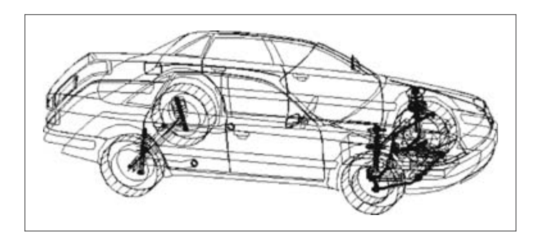


Bild 3-439: Komplexes Fahrzeugmodell für die Fahrdynamiksimulation

Vergleich der Reifenmodelle für Fahrdynamik
Nach Jahrzehnten der Entwicklung von Reifenmodellen im Umfeld von Hochschulen in Zusammenarbeit mit Fahrzeug- und Reifenherstellern werden diese Reifenmodelle kommerziell am Softwaremarkt angeboten. Die Lieferanten von MKS-Simulationsprogrammen haben für diese kommerziell verfügbaren Reifenmodelle Schnittstellen in ihren Produkten eingebaut. Für die Benutzer der MKS-Programme stellt sich nicht nur die Frage nach Qualität der Reifenmodelle, d.h. der Übereinstimmung von Simulation der Reifeneigenschaften mit Versuchsergebnissen, sondern auch die Frage nach Zuverlässigkeit dieser Modelle für Einsatzbedingungen außerhalb des Validierungsraumes. Zusätzlich spielen Fragen der Interaktion/Kompatibilität des eingesetzten MKS-Programms mit dem gewählten Reifenmodell eine entscheidende Rolle. Ebenso ist der Aufwand für die Generierung der Reifenmodellparameter von ökonomischer Bedeutung.
Dies war Anlass für einen so genannten *Tire Model Performance Test* (TMPT) Benchmark zwischen den verfügbaren Reifenmodellen im Zusammenspiel mit den hauptsächlich in Verwendung stehenden MKS-Programmen. Durchgeführt wurde dieser Benchmark von einem internationalen Team von Vertretern der Reifenindustrie, Fahrzeugherstellern und Lieferanten der Reifenmodell- bzw. MKS-Software. Das Institut für Mechanik und Mechatronik der Universität Wien initiierte und koordinierte diesen Benchmark. Erste Ergebnisse sind in [90] beschrieben.
Bild 3-440 zeigt den grundsätzlichen Aufbau des Benchmarks. Von den Reifenherstellern Continental und Michelin wurden stationäre und dynamische Messdaten eines Reifens der Größe 205/55 R 16 zur Verfügung gestellt. Der Umfang der Arbeit ergab sich aus einem Kompromiss zwischen Wünschen der Modell-Lieferanten und einem ökonomisch vertretbaren und technisch machbaren Messaufwand.
Acht Reifenmodell-Lieferanten stellten sich als Teilnehmer diesem Benchmark zur Verfügung. Die Modelle wurden in Verbindung mit 3 verschiedenen MKS-Programmen zur Simulation 7 unterschiedlicher Reifenversuche eingesetzt. Die unterschiedlichen Versuche wurden auf einem virtuellen Teststand simuliert, der in **Bild 3-441** dargestellt ist. Damit kann das Reifenmodell mit beliebiger Last und Bremsmoment, Schräglauf und Sturzwinkel bei wählbarer Geschwindigkeit zum Rollen gebracht werden. Alle Teilnehmer erhielten den gleichen Zugang zu den Messergebnissen der Reifenhersteller, führten unabhängig voneinander die Parameteridentifikationen ihrer Modelle durch und bauten sie mit Unterstützung der MKS-Softwarelieferanten über ein standardisiertes Reifeninterface (STI) in den virtuellen Teststand ein.

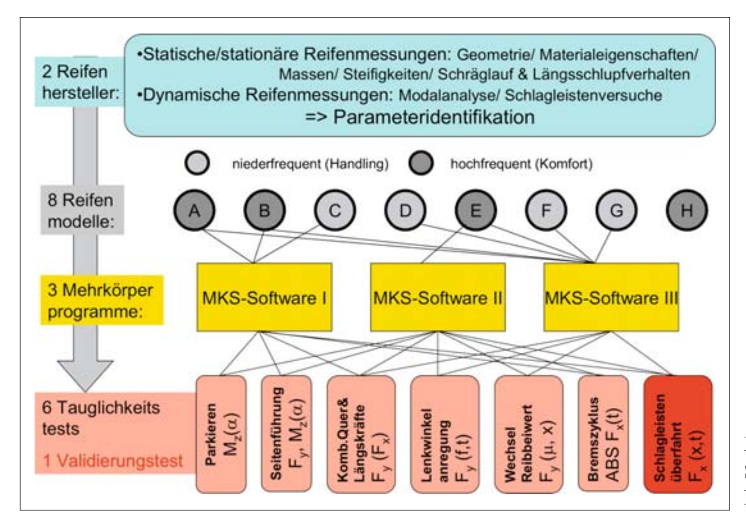


Bild 3-440:
Struktur des Tire Model Performance Tests (TMPT)

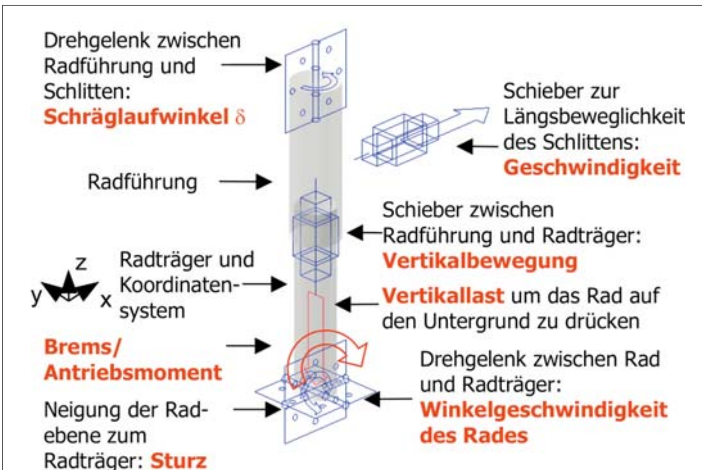


Bild 3-441:
Virtueller Testtand

Dabei ging es zunächst darum, Versuchsergebnisse nachzustellen, wie z.B. die Überfahrt einer Schlagleiste in **Bild 3-442**. Die dort gezeigte gute Übereinstimmung zwischen Versuch und Simulation folgt natürlich auch aus dem Sachverhalt, dass genau diese Messungen zur Identifikation der Modellparameter herangezogen wurden. Interessant sind die Gruppe der so genannten „Tauglichkeitstests", also Fahrsituationen für die keine Messergebnisse vorliegen und für die nur eine generelle Bewertung der Anwendbarkeit der untersuchten Reifenmodelle durch ihren Grad der gegenseitigen Übereinstimmung gegeben werden kann.

Bild 3-443 zeigt für den Fall der Seitenführung über dem Schräglaufwinkel nicht nur ein deutliches Aufspreizen der untersuchten Reifenmodelle A, B sondern auch unterschiedliche Ergebnisse je nach Wahl des MKS-Programms I oder III. Ursachen liegen möglicherweise in der Schnittstellengestaltung oder auch in unterschiedlichen Steuerparametern des numerischen Integrationsverfahrens.

Besonders groß sind die Wechselwirkungen zwischen Reifen und Mehrkörpermodell im Fall des Rückstellmoments **Bild 3-444**. Aus Sicht des Reifenexperten sind die Unterschiede in den Simulationsverläufen von einer Größenordnung, die im Entwicklungsprozess eines Reifens Spreizungen zwischen optimalen und nicht akzeptablen Varianten abdecken würden.

Die klare Schlussfolgerung daraus bedeutet, dass Reifenmodelle für ihren Einsatz zur Vorhersage des Fahrverhaltens einer sorgfältigen Validierung genau für ihren Einsatzfall bedürfen. Ebenso sind die numerischen Steuerparameter des in Verwendung stehenden MKS-Programms genau auf das Reifenmodell abzustimmen und mögliche Fehlerquellen in der Schnittstellenanwendung auszuschließen.

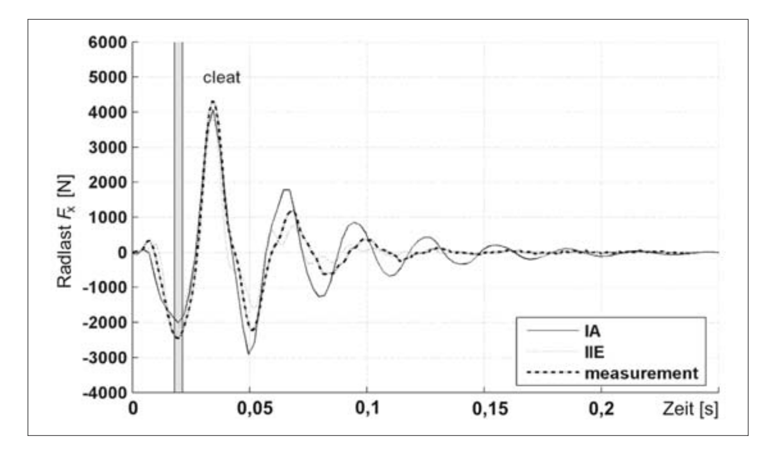


Bild 3-442:
Überfahrt einer Schlagleiste 20 × 20 mm; mit v = 30 km/h

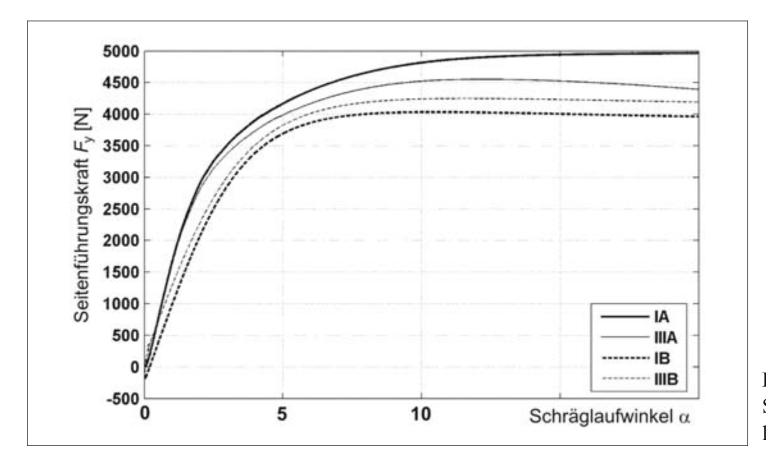


Bild 3-443:
Seitenführungskraft vs. Schräglaufwinkel α ; v = 80 km/h

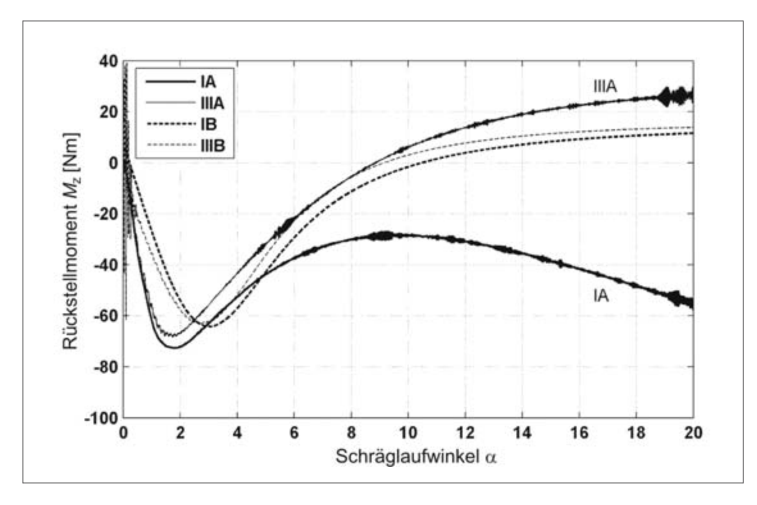


Bild 3-444:
Rückstellmoment vs. Schräglaufwinkel α; v = 80 km/h

Deshalb bleibt der reale Fahrversuch für die abschließende Beurteilung unterschiedlicher Reifenvarianten auf absehbare Zeit unverzichtbarer Bestandteil der Reifenentwicklung. Unter Verwendung eines gleich bleibenden Fahrzeugmodells können jedoch Maßnahmen in der Konstruktion, der Mischung und des Profils von Reifen qualitativ beurteilt werden.

3.9.5 Moderne Reifentechnologien

3.9.5.1 Reifensensorik

Der wirtschaftlich bedeutendste Teil des Gebiets Reifensensorik ist die Ermittlung des Reifeninnendrucks. Daneben wurden und werden eine Reihe von Systemen untersucht, die weitergehende Informationen über den Reifen ermitteln sollen. Einen weiter gehenden Überblick über das Gebiet der Reifensensorik befindet sich in der Literaturangabe [91].

Reifendruckkontrolle

Besonders seit in den USA entschieden wurde, dass alle Neuwagen (außer Lkw und Bussen) ab 1. Sept. 2007 mit einer Reifendruckkontroll-Vorrichtung ausgerüstet werden müssen [92], haben Systeme, die den Luftdruck im Reifen direkt messen, wirtschaftlich an Bedeutung gewonnen. Dabei befindet sich in jedem Rad ein Modul, das den Reifenluftdruck mit einem Drucksensor direkt misst und diesen Wert per Funk an einen Empfänger im Fahrzeug zur weiteren Auswertung oder Anzeige sendet, **Bild 3-445**. Die heute kommerziell erhältlichen Systeme sind an der Felge befestigt und verwenden als Energieversorgung eine Batterie. Ein Überblick über die Leistungsfähigkeit moderner Reifendruckkontroll-Vorrichtungen findet sich in [93]. Systeme, die am Reifen befestigt und/oder batterielos sind, befinden sich in der Entwicklung und werden in wenigen Jahren Marktreife erlangen.

Neben den direkt messenden Systemen gibt es vor allem in Europa kostengünstige Systeme, die einen Druckverlust im Reifen anhand der Analyse der Radgeschwindigkeiten erkennen. Diese Systeme basieren auf dem Prinzip, dass der dynamische Abrollumfang eines Reifens mit geringerem Luftdruck kleiner wird und sich dadurch die Drehgeschwindigkeit dieses Reifens bei gleicher Fahrzeuggeschwindigkeit erhöht. Die Änderung der Raddrehgeschwindigkeiten kann mit ABS-Sensoren erfasst werden, wodurch dieses System kostengünstig zu realisieren ist (**Bild 3-446**) [94].

Andere Sensorsysteme

Sensorsysteme, die andere Größen am Reifen ermitteln befinden sich zumeist noch im Forschungsstadium. Im Wesentlichen wird an der Ermittlung des Kraftschlusspotenzials zwischen Reifen und Fahrbahn, der Ermittlung der aktuell vom Reifen übertragenen Kräfte, der Detektion von Aquaplaning und der Detektion der strukturellen Integrität des Reifens gearbeitet. Continental hat mit dem *Sidewall Torsion Sensor* (SWT) [95] ein System vorgestellt, das mittels Magnetfeldsensoren am Fahrwerk die Verformung der Reifenseitenwand ermittelt und daraus die vom Reifen übertragenen Längs- und Querkräfte berechnet (**Bild 3-447**). Die Kenntnis der Radkräfte erlaubt es, zusätzlich zur Abweichung der Fahrzeug-Gierrate von der Vorgabe des Fahrers den Schwimmwinkel des Fahrzeugs zu ermitteln und auf diese Weise die Fahrzeugregelung wesentlich zu verbessern. Dies wurde mit Fahrzeugen demonstriert, die mit SWT ausgestattet waren.

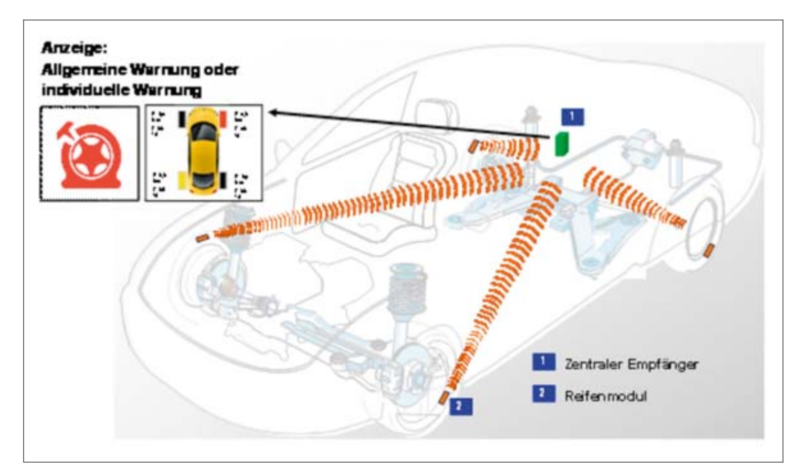


Bild 3-445:
Signalübertragung und Auswertung der Reifenluftdruckmessung am Fahrzeug

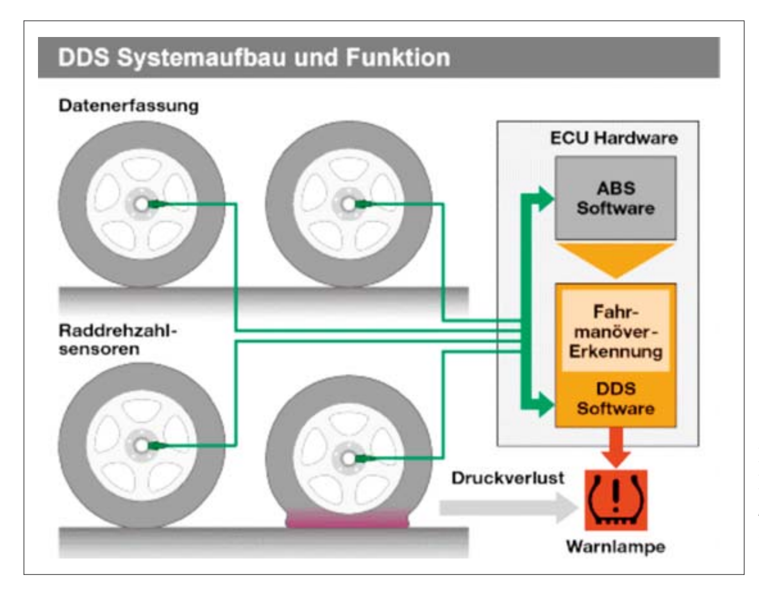


Bild 3-446:
DDS (*Deflection Dedection System*): Luftdruckkontrolle durch Analyse der ABS-Sensorsignale

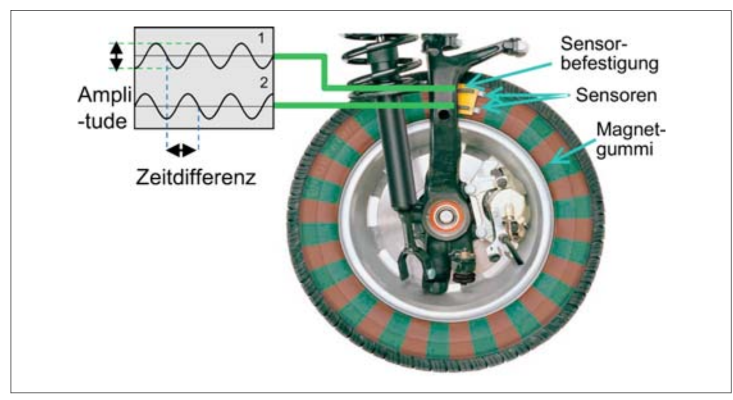


Bild 3-447:
Messprinzip des SWT-Sensors

Mittels im Profil eingebetteter Sensoren wurde an der TU Darmstadt die Verformung des Profils ermittelt und daraus Informationen über die übertragenen Kräfte, über die Gefahr von Aquaplaning und über den Reibbeiwert gewonnen. In einer Version wurde die dreidimensionale Bewegung eines Magneten relativ zu einem Array aus Magnetfeld-Sensoren ermittelt [96, 97]. In **Bild 3-448** ist eine andere Version zu sehen, die in Kooperation mit Siemens und Continental entwickelt wurde, bei der die Verformung eines Oberflächenwellen (OFW)-Sensors zur Gewinnung der Messdaten herangezogen wurde [98].
Des Weiteren sind Ansätze zur Ermittlung des Kraftschlusspotenzials aus der Analyse der ESP-Sensorik untersucht worden. So bietet die schwedische Firma NIRA Dynamics ein System an, das beruhend auf den Arbeiten von F. Gustafsson [99, 100] die Radgeschwindigkeitssignale auswertet. Die TU Karlsruhe hat ein Verfahren entwickelt, bei dem das Kraftschlusspotenzial zur Fahrbahn aus einer größeren Zahl von Informationen (z.B. Akustik, Temperatur, Regen) durch ein Schrankenverfahren indirekt abgeschätzt und vorgegebenen Wertebereichen zugeordnet wird [101].

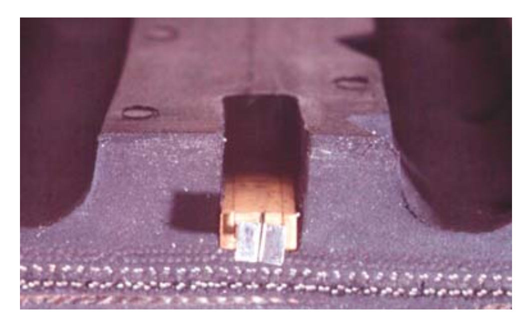


Bild 3-448: Oberflächenwellensensor zur Messung der Profilverformung

3.9.5.2 Reifennotlaufsysteme

Die Forderung nach Reifen mit Notlaufeigenschaften wird in zunehmendem Maße von der Automobilindustrie erhoben. Diese leitet sich ab aus dem Anspruch der Verbraucher nach mehr Sicherheit und Komfort sowie dem Wunsch der Fahrzeughersteller, auf das Reserverad zukünftig zu verzichten. Es gibt mehrere unterschiedliche Systemansätze.
Zu heutigen Reifen-Felgekombinationen kompatible Systeme sind die selbsttragende Karkasse sowie im Rad integrierte Stützringe.
Bei der selbsttragenden Karkasse (**Bild 3-449**) werden die Reifenflanken so verstärkt, dass im Falle eines Luftverlustes die Reifenstruktur die Trageigenschaften übernehmen kann. Die Reifenkonstruktion erfordert dafür spezielle Gummimischungen und Verstärkungen, die trotz der hohen Deformation in der Seitenwand nicht überhitzen und damit unnötig hohen Rollwiderstand erzeugen sowie noch akzeptablen Abrollkomfort liefern.

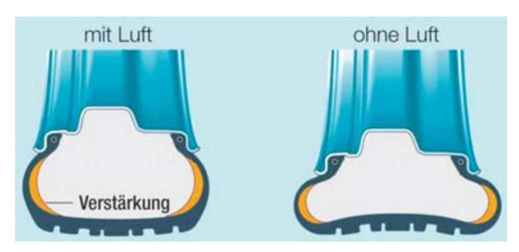


Bild 3-449: Reifen mit selbsttragender Karkasse

Bei moderaten Fahrgeschwindigkeiten lassen sich im Pannenlauf durchaus Distanzen bis zu 100 km und mehr zurücklegen. Dem Fahrer wird damit der Reifenwechsel in einer gefahrlosen Umgebung oder einer Werkstatt ermöglicht.
Im Rad integrierte Stützelemente können auf herkömmlichen Felgen zusammen mit herkömmlichen Reifen montiert werden. Im Pannenfall rollt der Reifen auf dem Stützelement ab. Dieses verhindert auch das Abrutschen der Reifenwülste ins Tiefbett (**Bild 3-450**). Das Tragelement besteht aus einem profilierten Metallring mit Gummifüßen. Im Pannenfall erfolgt eine Schmierung der Kontaktfläche zum Reifen, da hier große Relativbewegungen auftreten.

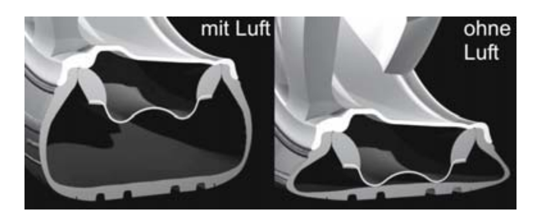


Bild 3-450: Metallring mit Gummilagerung im Standard-Reifen als Stützelement beim Pannenlauf

Ein völlig neuer Weg wird mit dem PAX-System beschritten (**Bild 3-451**). Im Innenraum befindet sich das Stützelement. Durch die ungleich hohen Felgenhörner kann es leicht in den Reifen eingebracht werden. Die spezielle Wulstkonstruktion ermöglicht den sicheren Sitz auf der Felge im Notlauf. Sowohl Reifen als auch Felge sind mit bisherigen Systemen nicht mehr kompatibel.
Neueste Entwicklungsansätze sind Reifen ohne Innendruck, bei denen die ganze Traglast von der Reifenstruktur getragen wird.

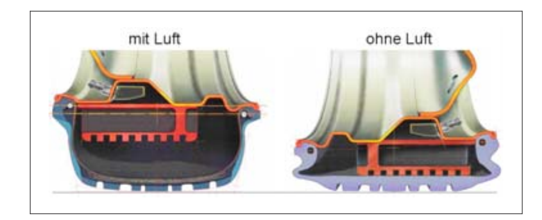


Bild 3-451: PAX-System mit Stützring

3.9.5.3 Reifen und Regelsysteme

Wintereigenschaften
Eine konsequente Abstimmung zwischen der Charakteristik von Winterreifen und dem ABS-Regler ermöglicht eine deutliche Verbesserung des Bremsens auf Schnee ohne die Einschränkung anderer Eigenschaften. Die detaillierte Kenntnis der Fahrzeugregelalgorithmen in Verbindung mit dem Know-how zur Kraftschlussphysik des Reifens ermöglicht es, beide Komponenten gezielt aufeinander abzustimmen. Der Reifenentwickler kann durch die Wahl von Laufflächenmischung und Profildesign gezielt Einfluss auf die Form der μ-Schlupf-Kurve nehmen. Die μ-Schlupfcharakteristik beeinflusst entscheidend das Regelverhalten. Speziell für Winterreifen ergeben sich Ansätze, den Zielkonflikt zwischen dem Bremsen auf trockener und schneebedeckter Fahrbahn auf höherem Niveau zu lösen [102].
Im **Bild 3-452** ist der Verlauf des Kraftschlussbeiwertes μ für Längs- und Seitenkräfte (bei einem Schräglaufwinkel von 1°) über dem Bremsschlupf des Reifens bei unterschiedlichen Fahrbahnzuständen dargestellt. Auf trockenen und nassen Oberflächen zeigt sich der typische Abfall der Bremskraft nach dem Maximum im Bereich von 10 % Schlupf. Eis zeigt ein nahezu konstantes Verhalten auf sehr niedrigem Niveau, wohingegen auf Schnee ein nahezu kontinuierliches Ansteigen beobachtet wird.
Standard-Regelalgorithmen regeln auf das Maximum dieser Kurven für trockene und nasse Oberflächen hin und begrenzen den maximal auftretenden Schlupf, um ein ausreichendes Potenzial an Seitenführung zu gewährleisten. Ein etwaiges Bremspotenzial auf Schnee bei höheren Schlupfwerten bleibt daher völlig ungenutzt.

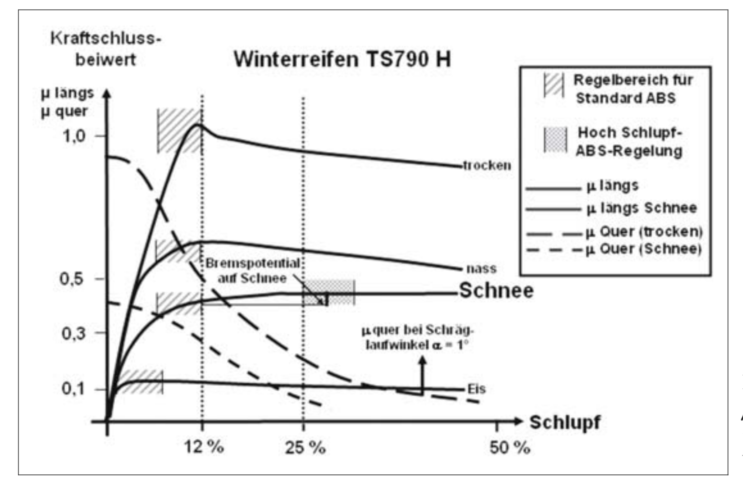


Bild 3-452:
μ-Schlupf-Verlauf von Winterreifen bei unterschiedlichen Fahrbahnzuständen

Die Kenntnis der Charakteristik der μ-Schlupfkurven ermöglicht eine detaillierte Anpassung der ABS-Regelstrategie an deren Form. Der zunehmend breitere Einsatz von Fahrdynamikregelsystemen, wie zum Beispiel ESP, stellt die notwendige Sensorik zur Erkennung des Seitenführungsbedarfs (Lenkwinkel- und Querbeschleunigungssensor) zur Verfügung. Dadurch kann im Fall des Geradeausbremsens ein ABS-Hochschlupfregler dargestellt werden, der bei Seitenkraftbedarf automatisch auf den Standardregler zurückgeschaltet wird.
Der adaptive Hochschlupfregler gibt den erweiterten Schlupfbereich dann frei, wenn die Beobachtung der Räder ergibt, dass der Gradient des μ-Wertes über den üblichen Regelbereich hinaus positiv bleibt. Das ist speziell auf Schnee der Fall. Nach dem Regelkonzept können die Vorderräder auf einen beliebigen Punkt der μ-Schlupfkurve geregelt werden. Die erzielbare Bremswegverkürzung liegt auf Schnee für Winterreifen im Mittel bei 10 %.

3.9.5.4 High Performance (HP) und Ultra High Performance (UHP) Reifen

Die fast explosionsartige Steigerung von Breitreifen-Formaten ist unübersehbar. Die Absatzzahlen in Deutschland für High-Performance-Reifen im Ersatzgeschäft belegen dies. Seit 2002 ist die Zahl der Reifen mit Geschwindigkeitsfreigaben von mehr als 240 km/h kontinuierlich gestiegen. Zum Ende des Jahres wird die Zahl der verkauften schnellen Sommerreifen weit über 3,8 Millionen liegen – Tendenz steigend. Selbst in der automobilen Kompaktklasse wird Wert auf sportliche Optik gelegt, sodass füllige Breitreifen und Leichtmetallfelgen entsprechende Zuwachszahlen verzeichnen. Es gibt aus technischer Sicht durchaus Gründe, die für Breitreifen sprechen. Die in der Praxis auftretenden Reibwerte sind auch abhängig vom Flächendruck zwischen Fahrbahn und Reifenlatsch – geringere Flächepressung lässt höhere Reibwerte zu und umgekehrt. Vergrößert man bei gleicher Radlast die Aufstandsfläche (*Footprint*) sinkt die Flächenpressung und erhöht das Haftungspotenzial in Längs und Querrichtung – bessere Traktion und kürzere Bremswege sind das Ergebnis [103]. Eigenschaften auf trockener wie auf bewässerter Fahrbahn geben den Breitreifen ein hervorragendes Sicherheitszeugnis: Auf trockener Straße kommt nach einer Studie des VDAT e.V. von 2002 der auf 18-Zoll-Reifen umgerüstete VW Golf aus Tempo 100 nach 40,3 Metern und damit 4,1 Meter früher als sein Pendant mit 15-Zoll-Serienrädern zum Stillstand. Auch auf nasser Fahrbahn dominieren die Breitreifen deutlich: Aus Tempo 80 erreichte das Fahrzeug mit 27,6 Metern einen um 2,9 Meter kürzeren Bremsweg als das Auto mit Serienbereifung.
„Einer der Väter der Breitreifenidee war der Rennsport und entsprechend leistungsfähig sind die Erbanlagen für den zivilen Gebrauch“ schrieb einst Conti in einer Werbung. Schräglaufsteifigkeit, Lenkwinkelbedarf, Spurhaltung, Zielgenauigkeit, Fahrstabilität, Lenkungsansprechen, Bremsansprechen sowie die gesamte Agilität verbessern sich signifikant. Anders ausgedrückt: besseres Fahrverhalten bei extremen Leistungsanforderungen. Auch konzeptionelle Gründe, wie die Verwendung von größeren wirksamen Bremsanlagen sprechen für diese Reifen-Räder-Dimensionen. Dies ist einerseits durch die höheren Leistungen und besserer Aerodynamik und durch die höheren Geschwindigkeiten und Gewichte heutiger Fahrzeuge notwendig. Andererseits setzen heute ABS-Systeme bei einer Vollbremsung mehr Energie um, während der Reifen weniger beansprucht ist als mit konventionellen Bremsanlagen [103].
Die Hochgeschwindigkeitstauglichkeit, welche im Hochgeschwindigkeitstest (s. Abschnitt 3.9.7.2) ermit-

telt wird, ist durch die Breitreifen wegen des niedrigeren Reifenquerschnitts erheblich besser geworden. Es wäre nahezu undenkbar, einen ZR-Hochgeschwindigkeitsreifen (**Tabelle 3-8**) in der Serie 80 zu bauen.

Tabelle 3-8: Speedindex (Si, Geschwindigkeitsindex, Geschwindigkeitssymbol) nach ECE R 30

SI	km/h	Si	km/h	Si	km/h
C	60	P	150	H	210
J	100	Q	160	V	240
K	110	R	170	VR	> 210
L	120	S	180	W	270
M	130	T	190	Y	300
N	140	U	200	ZR	> 240

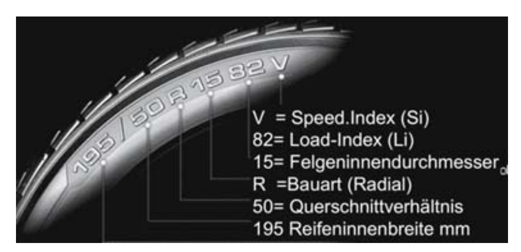


Bild 3-453: Reifenbeschriftung nach ECE R30

HP-Reifen (High Performance) haben einen Speedindex (Si) von V (bis 240 km/h), UHP-Reifen (Ultra High Performance) von über 270 km/h. Waren diese HP- und UPH-Reifen früher weitgehend den Sportfahrzeugen und sportlichen Fahrzeugen vorbehalten, so sind sie heute bis in die Kompaktklasse weit verbreitet. Hochgeschwindigkeitsreifen können inzwischen bis 360 km/h zugelassen werden (z.B. Conti-Sport Contact2 Vmax).
Eine vergleichbare Entwicklung gibt es auch bei den Winterreifen (**Bild 3-454**).



Bild 3-454: HP-Winterreifen und UHP-ContiSport Contact2 Vmax bis 360 km/h

Der Einsatz von Ultra-High-Performance-Reifen (UHP) beschränkt sich nicht mehr ausschließlich auf prestigeträchtige Sportwagen. Sie sind immer häufiger auch auf leistungsstarken Limousinen, wie beispielsweise der Oberklasse zu finden. Durch die hohen Gewichte dieser Fahrzeuge ergeben sich hohe Anforderungen an das Festigkeitsverhalten (**Tabelle 3-9**).
Besonders anspruchsvoll wird der Einsatz im Premium-Segment der SUV und Crossover (**Bild 3-455**), mit Radlasten bis 1000 kg und Geschwindigkeiten an die 270 km/h.

Tabelle 3-9: Load Index (Li) nach ECE R 30

Li	kg	Li	kg	Li	kg	Li	Kg
80	450	88	560	96	710	104	900
81	462	89	580	97	730	105	925
82	475	90	600	98	750	106	950
83	487	91	615	99	775	107	975
84	500	92	630	100	800	108	1000
85	515	93	650	101	825	109	1030
86	530	94	670	102	850	110	1060
87	545	95	690	103	875	111	1090



Bild 3-455: UHP-Reifen am SUV

3.9.6 Test und Messmethoden im Fahrversuch

In aufwendigen Tests untersuchen die Reifen – und Fahrzeughersteller ob Konstruktion, Laufflächenprofil und Gummimischung eines Reifens den Kundenerwartungen im Hinblick auf Sicherheit, Fahrcharakter, Komfort und Verschleiß genügen [104]. Auch wenn objektive Versuchs- und Bewertungsmethoden immer weiter ausgebaut werden, haben die subjekti-

ven Bewertungsverfahren im nichtlinearen und komplexen Interaktionsverhältnis Fahrzeug–Reifen–Fahrer–Umgebung nach wie vor eine zentrale Bedeutung. Die Entwickler bedienen sich daher einer Reihe spezieller, komplementärer Testverfahren zur objektiven und subjektiven Bewertung, die ein möglichst breites Spektrum der Kundenwünsche abdecken soll. Von zentraler Bedeutung ist, dass die Tests reproduzierbar und aussagekräftig sind, was bei teilweise inkonstanten Versuchsbedingungen über der Dauer der Tests hohe Anforderungen an den Testablauf stellt. So müssen beispielsweise Sonnenschein, Regen und Bodentemperatur leider so hingenommen werden, wie sie am Testtag auftreten. Verfahren wie die Referenzierung (**Tabelle 3-10**) [103], Referenzkollektivbildung [105] und statistische Auswertungen von Versuchsreihen müssen in einem robusten Versuchs- und Bewertungsprozess integriert werden. Nur in Relation zu einem, in seinen Eigenschaften, bereits gut bekannten Reifen oder Reifenkollektiv lassen sich die übrigen Testreifen sicher einordnen und bewerten.

Tabelle 3-10: Beispiel für eine Testreihe mit 3 verschiedenen Reifensätzen (A, B, C)

1	2	3	4	5
Reifen Referenz	Reifen A	Reifen B	Reifen C	Reifen Referenz

3.9.6.1 Subjektive Testverfahren

Die Bestimmung der Eigenschaften der Reifen in dynamischen Fahrzuständen erfolgt i.d.R. auf dem Handlingkurs, Kreisbahn, Hochgeschwindigkeitskurs oder auf der Fahrdynamikplattform. Das Fahrzeug wird hierfür bei deaktivierten elektronischen Stabilitätssystemen (z.B. ESP), jedoch mit ABS in verschiedenen Fahrmanövern, vom Ansprechen bis hin zum Grenzbereich der Reifen gefahren [105]. Die Fahrmanöver sind dabei im Ablauf aus Ort, Geschwindigkeit und Lenkeingabe klar definiert. Auf dem Handlingkurs beispielsweise orientiert man sich üblicherweise an einer markierten Mittellinie, um das Fahrzeugverhalten besser bewerten zu können (**Bild 3-456**). Die Versuchsdurchführung erfolgt immer in definierter Weise: 1. Warmlaufrunde, 2. Runde im linearen Fahrbereich, 3. Runde im Grenzbereich, 4. Runde mit Provokation des Untersteuerverhaltens (z.B. Nachlenken), 5. Runde mit Provokation des Übersteuerverhaltens (z.B. Lastwechsel, Bremsen in Kurve, Beschleunigen in Kurve), 6. nächster Reifensatz bzw. Einstellung.



Bild 3-456: Fahrtest auf dem Handlingkurs

Die subjektive Bewertung des Fahr- und Lenkverhaltens erfolgt durch den Fahrer. Als Kriterien werden folgende Parameter beurteilt:

- Lenkansprechverhalten,
- Lenkwinkelbedarf,
- Rückmeldung,
- Seitenführung VA/HA,
- Seitenkraftaufbau,
- Bremsansprechen,
- Lastwechselverhalten,
- Eigenlenkverhalten,
- Balance VA/HA,
- Traktion,
- Spurhaltung/ Zielgenauigkeit.

Für jedes Kriterium werden nach dem Bewertungsschema aus **Tabelle 3-11** Punkte zwischen 10 und 1 (die Vergabe von halben Punkten ist möglich) oder mit Plus und Minus nach der Referenzskala aus **Tabelle 3-12** vergeben. Während die Punkteskala bei Fahrzeugherstellern üblich ist, bedienen sich die Reifenhersteller zumeist der Referenzskala. Beide Verfahren haben gewisse Vor- und Nachteile.

Tabelle 3-11: Zweistufige 10er Bewertungsskala

10	derzeit optimal
9	sehr gut
8	gut
7	befriedigend
6	noch akzeptabel
5	unbefriedigend
4	mangelhaft
3	ungenügend
2	schlecht
1	sehr schlecht

Tabelle 3-12: Referenzskala



+++	++	+	0	–	– –	– – –

3.9.6.2 Objektive Testverfahren für die Längshaftung

Bremsen / Traktion trocken / nass / Schnee / Eis

Zur Bestimmung der Verzögerungsleistung wird das Fahrzeug mittels ABS-unterstützter Vollbremsung, in der Regel aus einer Geschwindigkeit von 90 km/h (auf nasser und trockener Fahrbahn) bzw. 60 km/h (Schnee und Eis), bis zum Stillstand abgebremst. Die Aufzeichnung des Bremswegs erfolgt zwischen 80 und 20 km/h auf trockener und nasser Fahrbahn bzw. zwischen 50 und 10 km/h auf Schnee und Eis [105]. Aus mindestens 6 gültigen Werten pro Reifen wird der Mittelwert gebildet. Als Ergebnis wird über den Mittelwert des Bremswegs und der Start- und Endgeschwindigkeit die mittlere Verzögerung a_{long} ermittelt. Die Unterschiede können dabei selbst im Reifen-Premiumsegment markant sein und können mit „Low Cost“-Reifen sehr starke Abweichungen vom „Stand der Technik“ erreichen (**Bild 3-457**). Zur Vollständigkeit sei erwähnt, dass als Erweiterung hierzu für Winterreifen unter Winterbedingungen (Eis und Schnee) Zugkraftmessungen durchgeführt werden.

Aquaplaning in Längsrichtung

Zur Bestimmung der Leistungsfähigkeit bei Aquaplaning in Längsrichtung wird die Aufschwimmgeschwindigkeit bestimmt. Hierbei wird mit konstanter Geschwindigkeit mit einer Fahrzeugseite in ein Wasserbecken mit 6 bis 8 mm Wassertiefe eingefahren und im Wasserbecken beschleunigt (**Bild 3-458**).



Bild 3-458: Fahrtest Aquaplaning in Längsrichtung

Bild 3-457: Streuung der relativen Längshaftungseigenschaften auf nasser Fahrbahn von Premium-Winterreifen (100 % = 6,06 m/s²)

Während des Beschleunigungsvorgangs wird die Geschwindigkeit aufgezeichnet, bei welcher der im Wasserbecken laufende Vorderreifen aufschwimmt bzw. durchdreht. Der Eintritt des Aufschwimmens ist durch das Überschreiten eines Schlupfunterschieds von 15 % zwischen den Drehzahlen der beiden Vorderräder definiert. Aus Gründen der Aussagesicherheit wird dieser Versuch meist mit einem Testfahrzeug mit Vorderradantrieb gefahren. Aus mindestens 6 gültigen Werten pro Reifen wird der Mittelwert für die Aufschwimmgeschwindigkeit v_{aqua} gebildet.

3.9.6.3 Objektive Testverfahren für die Seitenhaftung

Die Bestimmung der Leistungsfähigkeit in der Seitenführung erfolgt u.a. bei der stationären Kreisfahrt (trocken, nass, Schnee, Eis) [105]. Das Fahrzeug wird dabei mit deaktivierten elektronischen Fahrzeugregelsystemen (z.B. ESP) auf einer Kreisfahrbahn an der Haftgrenze der Reifen mit der maximal möglichen Geschwindigkeit gefahren, bei der das Einhalten des Kurvenradius ohne Lenkkorrekturen und bei möglichst neutral liegendem Fahrzeug (d.h. kein ausgeprägtes Über- oder Untersteuern) möglich ist.
Sobald ein stationärer Zustand erreicht ist, wird die Zeit pro Runde genommen. Aus mindestens 5 gültigen Zeiten pro Reifen wird der Mittelwert für die Rundenzeit gebildet. Als Ergebnis wird über den Mittelwert der Rundenzeiten und des Kreisradius die Querbeschleunigung a_{lat} ermittelt. Alternativ dazu können auch aufwendigere Messmethoden wie bei der Fahrdynamikmessung mittels IMU (*Inertial Measurement Unit*) eingesetzt werden. Als Erweiterung zur stationären Kreisfahrt dient die Rundenzeitmessung auf dem Handlingkurs, um die Bewertung auf die Abfolge verschiedener Kurvenradien und Richtungen zu stützen. Aus mindestens 3 gültigen Zeiten pro Reifen wird der Mittelwert gebildet und als Ergebnis die Durchschnittsgeschwindigkeit $v_{Handling}$ ermittelt.

Aquaplaning in Querrichtung
Zur Bestimmung der Leistungsfähigkeit bei Aquaplaning in Querrichtung wird die Spurstabilität auf einer Kreisbahn bestimmt. Hierbei wird stationär (konstante Geschwindigkeit/Querbeschleunigung) mit schrittweise erhöhter Geschwindigkeit in ein Wasserbecken mit 6 bis 8 mm Wassertiefe innerhalb der Kreisbahn eingefahren. Die Auswertung des Seitenhaftungspotenzials der Reifen erfolgt durch den Querbeschleunigungsabriss (**Bild 3-459**). Bewertet werden das Querbeschleunigungsmaximum sowie die Grenzbereichsbreite durch die Degression [103].

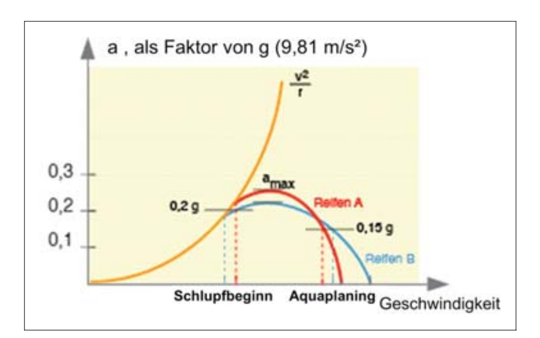


Bild3-459: Auswertung Aquaplaning quer [103]

3.9.6.4 Akustik

Zur Bestimmung des Abrollgeräuschs werden Reifen im Standardverfahren, wie in der Richtlinie 92/23/EWG (mit Erweiterung 2001/43/EG) beschrieben, gemessen. Das Fahrzeug wird hierfür durch die Messstrecke mit abgeschaltetem Motor und Getriebe in Leerlaufposition gerollt. Der maximale Schalldruckpegel in dB(A) für die rechte und linke Fahrzeugseite wird zusammen mit der Geschwindigkeit aufgezeichnet. Diese Messungen werden mehrmalig bei verschiedenen Geschwindigkeiten aufgezeichnet und die Ergebnisse mittels Regressionsanalyse auf die Referenzgeschwindigkeit bezogen.



Bild 3-460: Reifengeräuschmessfahrzeug

Um die Reifenakustikeigenschaften vom Fahrzeug besser zu trennen, werden mittels erweiterten Methoden in Motor, Antriebsstrang, Ansauganlage und Abgasanlage speziell gekapselte Fahrzeuge, wie in **Bild 3-460** dargestellt, eingesetzt. Die Akustikmessungen lassen sich neben dem Schalldruckpegel auch in seine Frequenzspektren zerlegen. Damit ergeben sich für die Fahrzeugentwicklung wichtige Informationen für die Optimierung des Transferpfades von der Geräuschquelle Reifen–Fahrbahn zum Innengeräusch.

3.9.7 Test und Messmethoden im Labor

Während es bei den Test- und Messmethoden im Fahrversuch darum geht, die vom Kunden erlebbaren Eigenschaften möglichst gut nachzubilden, geht es im Labor auf der einen Seite darum, die Eigenschaften des Reifens vom Fahrzeug zu separieren, erhöhte Reproduzierbarkeit zu schaffen, und kostenoptimiert zu arbeiten. Auf der anderen Seite lassen sich gerade die Festigkeitsprüfungen aus Sicherheitsgründen nicht im Fahrversuch darstellen. Außerdem gibt es spezielle Verfahren wie die Vermessung von Streckenprofilen, Verlustleistungsanalysen und Messungen der Reifentemperatur, die ebenfalls zum Testumfang einer Reifenentwicklung gehören

3.9.7.1 Grundkonzepte für Reifenprüfstände

Originäres Ziel von Prüfstandstests ist es, im Laborversuch die Bedingungen so realistisch wie möglich nachzubilden. Dass dies auf Grund zahlreicher Zielkonflikte keine triviale Aufgabe darstellt, leuchtet schnell ein. Heute haben sich im Allgemeinen vier Grundkonzepte für Reifenprüfstände durchgesetzt, welche allesamt von der Anwendung abhängige, individuelle Stärken und Schwächen bieten (**Bild 3-461**).

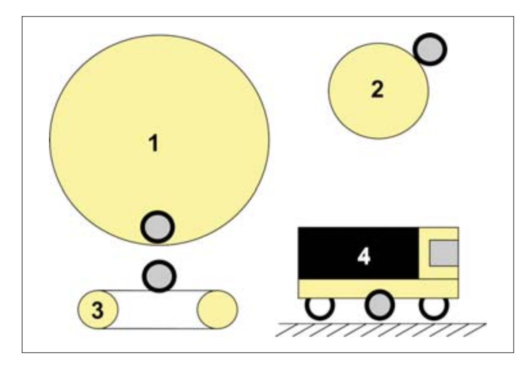


Bild 3-461: Grundkonzepte für Reifenprüfstände: 1) Innentrommel, 2) Außentrommel, 3) Flachband, 4) Reifenmessfahrzeug

Auf Grund der Haft- und Verlustleistungsmechanismen ist man grundsätzlich bestrebt, den Reifenlatsch wie auf ebener Fahrbahn möglichst realistisch darzustellen. Während man sich bei Reifenmessfahrzeugen mit instabilen Randbedingungen auseinandersetzen muss, sind Flachbandkonzepte im Bezug auf Leistungsfähigkeit, Trägheiten bzw. Steifigkeiten und Kosten mit gewissen Einschränkungen behaftet. Außentrommelprüfstände haben sich auf Grund des Kosten-Nutzen-Verhältnisses für nahezu alle Anwendungen am meisten verbreitet. Innentrommelprüfstände hingegen sind weitgehend Unikate, bieten aber einzigartige Möglichkeiten der Applikation verschiedener Streckenbelagsvarianten, welche mittels Kassetten ausgetauscht werden können. Damit lassen sich die Reifeneigenschaften sogar bei Nässe, Eis und Schnee darstellen. Bei der Universität Karlsruhe steht ein derartiges Prüfstandskonzept mit Beschneiungs- und Vereisungsanlage.

3.9.7.2 Festigkeitsprüfung

Die Feststellung der Festigkeitseigenschaften und der Betriebssicherheit erfolgt am Prüfstand. Für die Festigkeit des Reifens sind als signifikanter Einflussparameter die Temperatur (s. Abschnitt 3.9.7.9), Verweildauer und Fliehkräfte zu nennen.

Schnelllauffestigkeit
Zum Bestehen des Tests muss der Prüfreifen das Prüfprogramm nach Richtlinien der ECE R30 (PKW), R54 (leichte LKW) und FMVSS (104, 109, 139) [106, 107, 108, 109] durchlaufen und die darin beschriebenen Anforderungen im Hinblick auf die Schnelllauffestigkeit erfüllen. Dabei wird stufig die Geschwindigkeit in definierten Plateaus hochgefahren und der Reifen bis zum Versagen getestet. Abweichend von den Richtlinien werden die Tests von Reifen- und Fahrzeugherstellern für verschiedene Zwecke (Entwicklungstest, Baumusterfreigaben, Qualitätsprüfung) unter anderen, meist verschärften Bedingungen wie Sturzwerte, Radlasten, Luftdrücke oder Umgebungstemperatur durchgeführt [105]. Häufig werden die Versuche auch nach absolviertem Fahrzeugdauerlauf wiederholt, um ggf. einen Abfall der Schnelllauffestigkeit durch Vorschädigungen und Alterung zu erkennen.

Dauerfestigkeit
Im Gegensatz zur Schnelllauffestigkeit wird bei der Dauerfestigkeitserprobung nach den Richtlinien ECE R54 und FMVSS (109, 119, 139) [106, 107, 108, 109] bei definierter Geschwindigkeit, Luftdruck und stufiger Radlast gefahren, um entweder für den Reifen eine Mindestlaufleistung sicherzustellen oder die Maximallaufleistung zu ermitteln.



Bild 3-462: Prüfstandsaufbau für Dauerfestigkeitstest

3.9.7.3 Charakteristikmessungen am Prüfstand

Von großer Bedeutung in der Reifen- und Fahrzeugentwicklung sind Charakteristikmessungen von Reifen, um zum einen die Reifeneigenschaften (Abschnitt 3.9.3) im Hinblick auf ihren Einfluss auf das Fahrverhalten zu bewerten und zum anderen Simulationsmodelle wie in Abschnitt 3.9.4 näher beschrieben entsprechend zu parametrieren. Auch hier kommen verschiedene Prüfstandkonzepte (s. Abschnitt 3.9.7.1) zum Einsatz. Ein Beispiel zeigt **Bild 3-463**. Bei den Prüfstandkonzepten lassen sich die Reifenbetriebszustände (Radposition, Kräfte, Momente, Schlupf, Geschwindigkeit, Luftdruck, Radlast) der Längs- und Seitenhaftung stationär und teilweise dynamisch variieren, um den Verlauf des Reibungskoeffizienten oder Rückstellmomente als Funktion der Parameter Radlast, Schräglaufwinkel, Schlupfraten, Geschwindigkeit und Reifentemperatur (s. Abschnitt 3.9.3 und 3.9.7.9) darzustellen.



Bild 3-463: Hochleistungsprüfstand von TÜV-Süd für Charakteristikmessungen, Verlustleistungs- und Temperaturanalysen (2 × 400 kW Antrieb, 350 km/h)

3.9.7.4 Charakteristikmessungen mit dem Laborfahrzeug

Zum besseren Verständnis für die Reibmechanismen auf realer Straße macht es Sinn, Laborfahrzeuge (fahrende Reifenprüfstände) einzusetzen (**Bild 3-464**). Dort wird, meist an einem Lkw, ein Zusatzrad mit den notwendigen Betriebsparametern beaufschlagt und mittels Messrad die Messparameter gemessen (s. Abschnitt 3.9.7.3). Obwohl die Reproduziergenauigkeit wegen der unkonstanten Umgebungsbedingungen leiden, bieten sich Vorteile bei der Untersuchung verschiedener realer Strecken und Streckenzustände (trocken, nass, Eis, Schnee) und Korrelationen zu Reifen-Charakteristikmessungen auf dem Prüfstand.

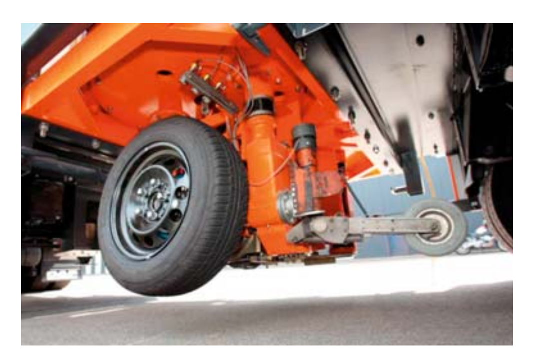


Bild 3-464: Reifenlaborfahrzeug der TNO

3.9.7.5 Rollwiderstandsmessung

Reifengummi verhält sich bekanntermaßen viskoelastisch. Dieses Verhalten verursacht in seinen Haftmechanismen sowie bei jeder Verformung physikalisch bedingte Energieumsetzungen in Wärme. Das Maß dieser Energieumsetzung bestimmt die Höhe des Rollwiderstandes. Damit leistet der Rollwiderstand einen signifikanten Beitrag zur Energiegesamtbilanz des Reifens (**Bild 3-404**) sowie des Betriebes des Fahrzeuges. Die Hintergründe dazu wurden in Abschnitt 3.9.1 und Abschnitt 3.9.2 dargestellt.
Die Methoden und Bedingungen zur Rollwiderstandsmessung sind in mehreren ISO-Normen, ISO 8767 für Pkw sowie ISO 9948 für Leicht- und Schwer-Lkw-Reifen, definiert. Dabei stehen wahlweise 4 Messoptionen zur Auswahl:

- Messung der Verzögerung (Ausrollversuch),
- Messung der an der Radnabe einwirkenden Rollwiderstandskraft,
- Messung des an der Prüftrommel angreifenden Brems- bzw. Drehmoments,
- Messung der vom Trommelmotor abgegebenen elektrischen Leistungen zur Aufrechterhaltung der konstanten Messgeschwindigkeit.

Bild 3-465 zeigt einen Rollwiderstandsprüfstand bei dem der Versuchsreifen mittels Hydraulikeinheit an eine 2 m Trommel gedrückt wird. Um die Anteile der Reibungsverluste und aerodynamischen Widerstände zu separieren, erfolgt die Messung in 3 Schritten:

- Bestimmung des Gesamtwiderstandes,
- Bestimmung der Reibungskräfte und der Luftwiderstandskräfte,
- Bestimmung der Rollwiderstandskraft bzw. des Rollwiderstandskoeffizienten:

$$F_{RR} = F_{Gesamt} - F_{Reifen,frei} - F_{Trommel,frei} \quad (3.110)$$

$$C_{RR} = \frac{F_{RR}}{F_z} \quad (3.111)$$

Die Umrechnung von der Trommelkrümmung auf die ebene Fahrbahn erfolgt mittels Korrekturgleichung:

$$F_{RR,\,Ebene} = F_{mess} \cdot \sqrt{\frac{R_{Trommel}}{R_{Trommel} + R_{Reifen}}} \quad (3.112)$$

Bild 3-466 zeigt eindrucksvoll, wie groß sich die Streuung des Rollwiderstands bei unterschiedlichen Reifentypen und **Bild 3-467** zeigt, wie stark sich der Rollwiderstand bei verschiedenen Reifenkonstruktionen darstellen kann. Man erkennt deutlich, dass der Rollwiderstand über der Geschwindigkeit keine konstante Größe darstellt.

Bei der Rollwiderstandsmessung ist zu berücksichtigen, dass die Messung ohne Längs- und Querschlupf erfolgt und daher als eindimensionale Bewertungsgröße zu sehen ist. Unter realen Betriebssituationen kann die Rollwiderstandsbilanz je nach Fahrprofil teilweise sehr unterschiedlich ausfallen, wozu allerdings der komplexere und mehrdimensionalere Ansatz der Verlustleistungsanalyse, wie in Abschnitt 3.9.7.8 beschrieben, zur Anwendung kommen muss.



Bild3-465: Prüfstand für Rollwiderstandsmessungen [Quelle: TÜV-Süd]

60% 70% 80% 90% 100% 110% 120%

Reifen	Wert
Reifen A	123,5%
Reifen B	117,1%
Reifen C	111,7%
Reifen D	109,7%
Reifen E	104,7%
Reifen F	97,4%
Reifen G	90,3%
Reifen H	85,5%
Reifen I	84,1%
Reifen J	76,0%

Bild 3-466: Streuung Rollwiderstandbeiwerte bei Premium Winterreifen bei 80 km/h, 80 % Nennlast

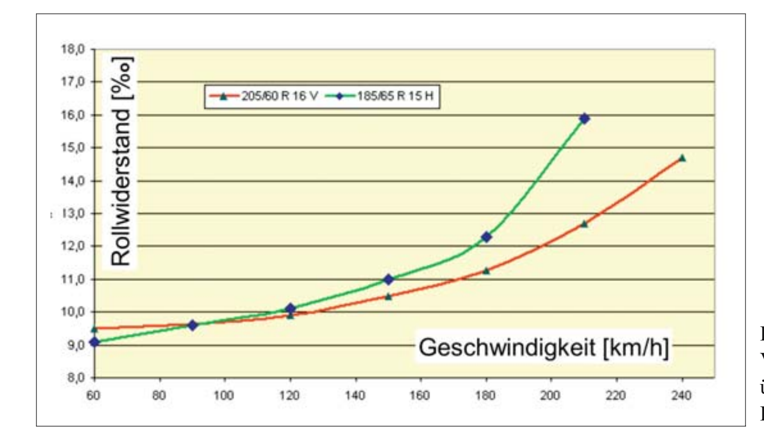


Bild 3-467:
Verlauf Rollwiderstandbeiwerte über der Geschwindigkeit zweier Reifen gleichen Herstellers

3.9.7.6 Uniformity- und Geometrie-Messung

Als große Herausforderung für das Komfortverhalten von Fahrzeugen gilt der Einfluss der Gleichförmigkeit der Reifen. Nicht nur die heutigen Reifen- und Fahrzeugkonzepte regieren sensitiv auf dieses Phänomen, sondern vielmehr zeigen die Kundenreklamationen, in Bezug auf unangenehme Vibrationen, die Wichtigkeit dieser Eigenschaften. Dabei unterscheidet man grundsätzlich zwischen geometrischen Gleichförmigkeiten (Höhen-/Seitenschlag) und Steifigkeitsschwankungen (vertikal, lateral, längs). Geometrische Effekte werden in der Regel. mittels optischer Systeme (Laser, Lichtschnittverfahren) bei verschiedenen Geschwindigkeiten auf dem Prüfstand gemessen (**Bild 3-468**). Steifigkeitsschwankungen werden hingegen am gefesselten Prüfstandsreifen über die Kraftschwankungen ermittelt. Um die Uniformity-Eigenschaften bei hohen Geschwindigkeiten (*High Speed Uniformity*) darzustellen, müssen in der Eigenfrequenz optimierte Prüfstände zum Einsatz kommen, welche es erlauben, die Frequenzspektren der Reifen in der 6. bis 10. Ordnung auch bei hohen Geschwindigkeiten bzw. Raddrehzahlen zu bewerten.
Besonders zu erwähnen ist die Untersuchung des „Flat Spot"-Verhalten von Reifen. Dieses Phänomen tritt auf, wenn ein aufgeheizter Reifen nach Ende der Fahrt in der Abkühlphase durch die natürliche Radlast einen Standplatten aufbaut, welcher bei neuerlichem Betrieb Vibrationen verursachen kann. In einer der Praxis entsprechenden Testprozedur, mit Warmfahren des Reifens und anschließendem Abkühlen (unter statischer Radlast auf ebener Fläche) wird die reversible Fähigkeit des Reifens im Hinblick auf dieses Phänomen, bei erneutem Betrieb ermittelt. Hierzu wird die Abklingkurve (Verlauf Effektivwert der Kraftschwankung über der Zeit) als Bewertungsgröße herangezogen.



Bild 3-468: Uniformity-Prüfstand

3.9.7.7 Streckenmessung und Modellierung

Durch Unebenheiten der Straße werden im Reifen u.a. Hub- und Längsschwingungen angeregt und über Reifen, Rad, Achse und Karosserieelemente bis zum Passagier geleitet. Die Anregungsfrequenzen und Amplituden hängen direkt vom Straßenprofil und der Fahrzeuggeschwindigkeit ab. Interessiert man sich zusätzlich für alle Freiheitsgrade der Anregung, benötigt man die 3D-Geometrie der Straßenoberfläche sowohl unter den vier Rädern als auch aufgelöst innerhalb der Reifenaufstandsfläche (*Footprint*). Eine vollständige Simulation kann dann sowohl die Drehmomente und Kräfte für jeden Reifen erzeugen und damit Nick-, Wank-, Giermomente als auch Längs-, Quer- und Hochkräfte auf das Fahrzeug wiedergeben. Voraussetzung dazu ist eine zuverlässige Messung und Modellierung der 3D-Straßengeometrie (**Bild 3-469**) [110]. Idealerweise sind solche Messungen und Modelle von Referenz bzw. Bewertungsstrecken gefordert. Hierzu besitzt jeder Fahrzeug- und Systemhersteller ein eigenes Portfolio an solchen Strecken, welche sich nicht zuletzt historisch auf Basis der gemachten Erfahrungen oder aus geographischen

Gründen aufgebaut haben. Obwohl die Motivation nach wie vor ungebrochen ist, Basisstrecken auf Prüfgeländen abzubilden, befindet sich ein Großteil dieser Beurteilungsstrecken auf realen und öffentlichen Straßen, was ein mobiles und schnelles Messverfahren notwendig macht. Große Herausforderung an die Messmethode stellen die Algorithmen, die verschiedenen Datenströme aus Streckenabtastung und Fahrzeugbewegung zu absoluten 3D-Koordinaten im erdfesten Koordinatensystem verrechnen.
Die Streckenmodelle können sowohl für Handling, Fahrsicherheit als auch Komfort- und Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zum Einsatz kommen, wobei die Potenziale in der Komfort- und Betriebsfestigkeitssimulation zur Zeit noch am Besten genutzt werden können. Modelle der Vertikaldynamik, wie in Abschnitt 3.9.4.3 beschrieben, besitzen üblicherweise integral 3D-Straßenmodelle, welche mit entsprechenden 3D-Streckendaten parametriert werden müssen. Auch bei der Prüfstandsimulation von Komponenten und Systemen lassen sich die 3D-Streckenprofile zuspielen. Großes Potenzial wird aber auch in der Hardware in the Loop Simulation (HIL-Simulation) und in der Reglerabstimmung, beispielsweise von Fahrwerksregelsystemen gesehen.

3.9.7.8 Verlustleistungsanalyse

Wie bereits in Abschnitt 3.9.7.5 dargestellt, ist der Rollwiderstand auf Grund der Versuchsspezifikationen nicht hinreichend erfasst, um eine ganzheitliche Bewertung im Hinblick auf die Energiebilanz zuzulassen [111]. Die Betriebsparameter eines Reifens sind in der Realität doch wesentlich komplexer, als sie auf einem Prüfstand darzustellen sind.. So wird der Reifen auf Grund der kinematischen und elastokinematischen Einflüsse des Fahrzeuges sowie durch den Fahrzustand mit kombiniertem Umfangs- und Seitenschlupfverhalten in Abhängigkeit der dynamischen Radlast und der sich einstellenden Luftdrücke anders als unter den vereinfachten Prüfstandsbedingungen betrieben. Diese zur Rollwiderstandsmessung erweiterten Parameter können die Energiebilanz des Reifens und den Kraftstoffverbrauch des Fahrzeuges signifikant beeinflussen. Abhilfe kann hier nur der komplexere Ansatz der Verlustleistungsanalyse des Reifens bringen [111, 112]. Bilanziert wird dabei welche Leistung in den Reifen eingespeist wird und welche Leistung von ihm abgegeben wird.

$$P_{\text{loss}} = P_{\text{in}} - P_{\text{out}} \tag{3.113}$$

Dabei sind alle Bewegungsgrößen aus Geschwindigkeiten und Drehgeschwindigkeiten sowie entsprechende Momente und Kräfte von Bedeutung, um die Verlustleistung in seine entsprechenden Bestandteile aufzulösen.

$$\begin{aligned} P_{\text{loss}} = {} & \underbrace{P_{\text{loss,roll}}}_{\text{roll.res.}} + \underbrace{P_{\text{loss,v}_x}}_{\text{slip x}} + \underbrace{P_{\text{loss,v}_y}}_{\text{slip y}} \\ & + \underbrace{P_{\text{loss,v}_z}}_{\text{vert. defl.}} + \underbrace{P_{\text{loss,w}_x}}_{\text{camber}\cong 0} + \underbrace{P_{\text{loss,w}_z}}_{\text{slip toe}} \end{aligned} \tag{3.114}$$

Die Verlustleistungsmoden sind dabei:

- Rollverlustleistung (Äquivalent zur klassischen Rollwiderstandmessung),
- Verlustleistung durch Längsschlupf,
- Verlustleistung durch Schräglauf,
- Verlustleistung durch vertikale Reifenverformung,
- Verlustleistung durch Sturzänderung,
- Verlustleistung durch Kurswinkeländerung und Rückstellmoment.

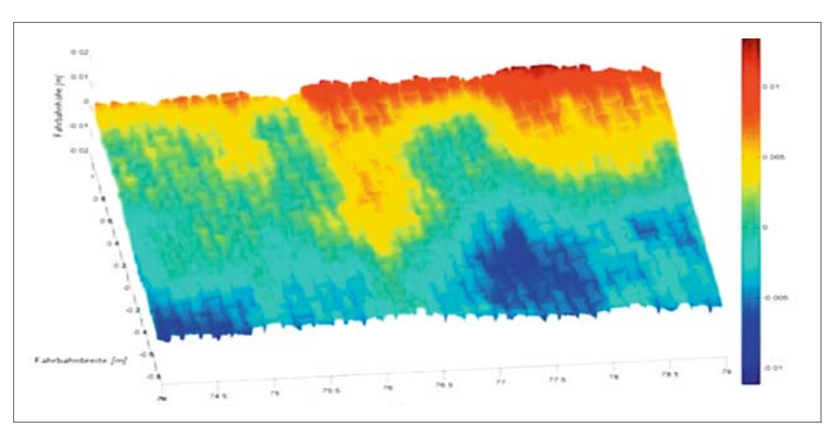


Bild 3-469: 3D-Track Streckenmodellierung

Die notwendigen Parameter bezogen aufs Rad sind:

$$F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z, v_x, v_y, v_z, \omega_x, \omega_y, \omega_z$$

Die Verlustleistungsanalyse kann auf geeignet applizierten Charakteristikprüfständen erfolgen, bei denen neben den genannten Parametern die Rollwiderstandsmessungen darstellbar sind (**Bild 3-463**). Je nach Betriebszustand sind Verlustleistungswerte von >10 kW pro Reifen möglich.
Das Verlustleistungsverhalten des Reifens kann dann über definierten Zyklen bzw. Betriebsparametern zur integralen Verlustleistung [111] aufintegriert werden und bietet deutlich bessere Aussagen über die Energiebilanz als der reine Rollwiderstandskoeffizient. Bei einer derart umfassenden Betrachtung ist zu erkennen, dass auch die Fahrwerksentwicklung durch geeignete Achsauslegungen einen Betrag zur Reduzierung der Energiebilanz leisten kann.

3.9.7.9 Reifentemperaturverfahren

Die hohe Temperaturabhängigkeit des Reifens, als einer visko-elastischen Komponente, im Bezug auf Haftung (Abschnitt 3.9.3.2), Haltbarkeit, Komfort, Verschleiß und Rollwiderstand zeigt die Wichtigkeit, diesen Parameter bei den Reifenbetriebsbedienungen zu erfassen und in den Simulationsmodellen abzubilden. Weiterhin besteht ein direkter Zusammenhang zwischen der im Reifen umgesetzten Verlustleistung und dessen Temperaturantwort. Zur Bewertung der genannten Zusammenhänge ist von entscheidender Bedeutung die Gummitemperatur, im Wesentlichen im Laufstreifengummi. Zur Erfassung der Temperaturen werden Verfahren von der einfachen Einstichtemperatur nach beendeter Fahrt bis hin zu aufwändigen Infrarot-Hochgeschwindigkeitskameras (**Bild 3-470**, links) verwendet.
Sowohl die IR-Temperaturtechnik, bedingt durch hohe Beeinflussung der Grenzschicht mittels Anströmung der Umgebungsluft und der Geschwindigkeit, als auch die Momentanaufnahme der Einstichmethode (s. **Bild 3-471**) bringen deutliche Einschränkungen der Aussagequalität. Bei der TÜV-Süd Automotive wurde ein Temperaturverfahren (T^3M) entwickelt, bei dem ein Mikrosensor in den Laufstreifengummi eingebracht wird (s. **Bild 3-470**, rechts), um damit die Temperaturen bei verschiedenen Betriebsbedingungen im Hinblick auf die Haftungs-, Lebensdauer- und Verschleißeigenschaften zu bewerten und zu modellieren [113]. Die Applikationen sind heute u.a. auch in den wichtigsten Rennsportklassen im Einsatz. Simulationsmethoden auf Basis dieser Technologie runden die Toolkette ab.

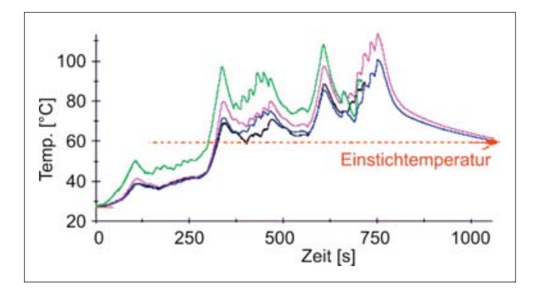


Bild 3-471: Temperaturmessung eines Rennreifens mit T^3M-Sensoren (einvulkanisiert)

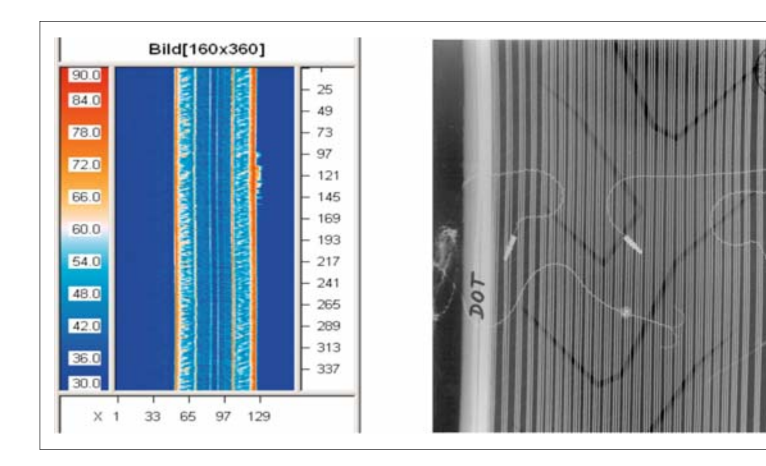


Bild 3-470: Links: IR-Temperaturbild des Laufstreifens, rechts: T^3M-Sensoren einvulkanisiert (X-ray)

3.9.8 Zukünftige Reifentechnologien

Der 100 Jahre alte Reifen – jünger als das Automobil – hat erhebliches Potenzial für die Zukunft. Insbesondere die Wechselwirkung mit Fahrzeugregelsystemen wird zu neuen Technologieansätzen führen. Bei den klassischen Gebrauchseigenschaften werden besonders der Rollwiderstand, die Fahrsicherheit und der Fahrkomfort im Vordergrund stehen. Zunehmend gefordert wird eine ausreichende Pannenlauffähigkeit bei Luftverlust.

3.9.8.1 Materialentwicklung

Die Anhebung der Kompromisslage zwischen Kraftschlusserhöhung und Rollwiderstandsreduzierung steht seit jeher im besonderen Blickpunkt der Materialentwicklung. Mit der Einführung der Silicatechnologie ist bereits ein bedeutender Schritt zur Überwindung der Kompromisslage gelungen (**Bild 3-472**).

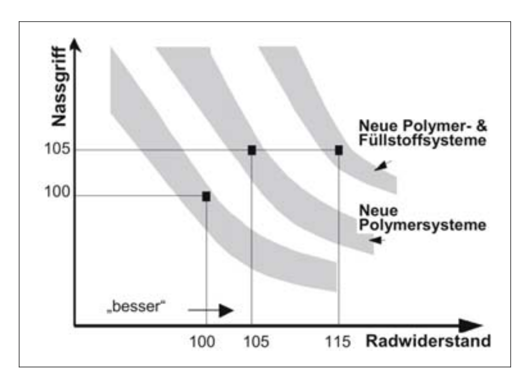


Bild 3-472: Potenzial neuer Mischungskonzepte zur Minderung der Kompromisslage Nassgriff zu Rollwiderstand (Rollwiderstand >100 % bedeutet geringere Energiedissipation, daher „besser")

Darüber hinaus zeichnet sich ab, dass der Gummi selbst noch ein Entwicklungspotenzial in Richtung eines adaptiven Werkstoffes besitzt. Als Beispiel dafür sind so genannte „partiell thermoreversible Kautschuknetzwerke" zu nennen. Zusätzliche, chemisch maßgeschneiderte, thermoreversible Vernetzungsdomänen auf der Basis supramolekularer Strukturen werden in das konventionelle Polymernetzwerk so integriert, dass sich die viskoelastischen Eigenschaften einer Reifenlauffläche den Einsatzbedingungen hinsichtlich Temperatur, Frequenz und Verformung anpassen können.
Die Entwicklung des Verständnisses bruchmechanischer Vorgänge auf molekularem Niveau und die Erarbeitung darauf aufbauender Konzepte zur Vorhersage der Lebensdauer von Gummiwerkstoffen sind eine weitere Herausforderung an die Materialforschung am Reifen.

Literatur

[1] *Braess/Seiffert*: Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. Wiesbaden: Vieweg, 2001
[2] *Müller, Armin*: Aktive Fahrwerksregelung. Vortrag aus der CTI Veranstaltung am 21.09.2004.
[3] *Fecht, N.*: Fahrwerktechnik für PKW. Landsberg am Lech: Verlag Moderne Industrie, 2004
[4] Museo Nazionale della Scienza e della Tecnologi Leonardo da Vinci (www.museoscienza.org) Mailand, Italien
[5] *Herlin, U.*: Mechanical v.s. elektronical intelligence for safety onroad. 5. Grazer Allradkongress, S. 16/1–16/5 Graz, 2004
[6] *Sacchettini, P.*: Torsen Center Differential. 7. Grazer Allradkongress, S. 14/1–14/16. Graz, 2006
[7] *Pelchen, C.*: Der modulare Torque Vector Antriebsstarng in SUC. 7. Grazer Allradkongress, S. 11/1–12/8. Graz, 2006
[8] *Mehrhof / Hackbarth*: Fahrmechanik der Kettenfahrzeuge. Alsbach: Leuchtturm, 1982
[9] *Preukschat, A.*: Fahrwerkstechnik: Antriebsarten. Würzburg: Vogel Verlag, 1988
[10] *Schuermans, R.*: Development of 4WD System for new Toyota RAV4. 7. Grazer Allradkongress, S. 5/1–5/8. Graz, 2006
[11] *N.N.*: NTN Firmenprospekt Constant Velocity Universal Joints. Cat No 5601-II, 2000
[12] *Breuer, B.; Bill, K.-H.*: Bremsenhandbuch. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2003
[13] *Reimpell, J.; Betzler, J. W.*: Fahrwerktechnik: Grundlagen. Würzburg: Vogel Verlag, 2000
[14] *Strien, H.*: Auslegung und Berechnung von Pkw-Bremsanlagen. Selbstverlag. Alfred Teves GmbH, Frankfurt/Main
[15] *Reimpel, J., Burckhardt, M.*: Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und PKW-Bremsanlagen. Würzburg: Vogel Verlag, 1991
[16] *Oehl, K.-H.; Paul, H.-G.*: Bremsbeläge für Straßenfahrzeuge. Bibliothek der Technik Band 49. Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie, 1990
[17] *Brecht, J.*: Materialeigenschaften von Reibwerkstoffen. 23. Internationales µSymposium, 24./25.10.2003 Bad Neuenahr.
[18] *Weisse, J.*: Gibt es Verbesserungspotenzial für den Bremsassistenten? 23. Internationales µ-Symposium, 24./25.10.2003 Bad Neuenahr
[19] *Rieth, P.*: Elektronisches Stabilitätsprogramm – Die Bremse, die lenkt. Bibliothek der Technik Band 223. Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie, 2001
[20] *Fennel, H.*: ABS plus und ESP – Ein Konzept zur Beherrschung der Fahrdynamik. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift (1998), Heft 4
[21] *Fennel, H.; Gräber, J.; Seibert, W.*: Traction Control System with Teves ABS Mark II. SAE Doc.No. 860506, 1986
[22] Robert Bosch GmbH: Kraftfahrzeugtechnisches Taschenbuch. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2003
[23] *Fennel, H.*: Technology Solutions to Vehicle Rollovers. An Integrated Strategy for Active and Passive Rollover Protection. Vortrag, SAE Government/Industry Meeting, Washington, 13.–15. Mai 2002
[24] *Stoll, U.*: SBC – Die elektrohydraulische Bremse von MercedesBenz. 20. Internationales µ-Symposium, 27./28.10.2000 Bad Neuenahr
[25] *Schmittner, B.; Rieth, P.*: Das HybridBremssystem – Die Markteinführung der elektromechanischen Bremse EMB. brems.tech 2004, 9./10.12.2004 München

[26] *Semmler, S.; Rieth, P.*: Global Chassis Control – Das vernetzte Fahrwerk. 13. Aachener Kolloquium „Fahrzeug und Motorentechnik“ 04.–06. Oktober 2004

[27] *Huinink, H.; Rieth, P.; Becker, A.*: Maßnahmen zur Verkürzung des Anhaltewegs in Notbremssituationen – Das „30m Auto“. VDA Technischer Kongress 26.-27. März 2001, Bad Homburg

[28] Rat der europäischen Gemeinschaften: EU-Richtlinie 70/311/EWG, 1999

[29] *Poestgens, U.*: Servolenksysteme für PKW und Nutzfahrzeuge. Verlag Moderne Industrie, 2001

[30] *Reimpell, J.*: Fahrwerktechnik: Grundlagen; Vogel Verlag, 2005

[31] *Fecht, N.*: Komponenten für Fahrwerk und Lenkung. Bibliothek der Technik, Bd. 152. Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie, 1997

[32] *Krüger, H.-P.; Neukum, A.; Schuller, J.*: Bewertung von Fahrzeugeigenschaften – Vom Fahrgefühl zum Fahrergefühl. VDI-Fortschritt-Bericht, 1999

[33] *Neukum, A.; Krüger, H.-P.*: Fahrerreaktionen bei Lenksystemstörungen – Untersuchungsmethodik und Bewertungskriterien. VDI-Berichte, 2003

[34] *Stoll, H.*: Fahrwerktechnik: Lenkanlagen und Hilfskraftlenkungen. Vogel Verlag, 1992

[35] *Fischer, F.; Vondracek, H.*: Warm geformte Federn. Bochum, 1987

[36] *Wallentowitz, H.*: Querdynamik von Kraftfahrzeugen, Begleitbuch zur Vorlesung Kraftfahrzeuge II. Aachen, 1996

[37] *N.N.*: Federelemente aus Stahl für die Automobilindustrie. Bibliothek der Technik, Band 140, Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie, 1997

[38] *Kobelev, V.; Neubrand, J.; Brandt, R.*: CAD-Modellbildung und FE-Simulation der Schraubenfedern und Stabilisatoren. Seminar Fahrzeugfedern. Technische Akademie Esslingen, 2005

[39] *Borlinghaus, A.*: Schraubendruckfedern mit progressiven und linearen Kennlinien aus Drähten mit inkonstantem Durchmesser und Schraubendruckfedern angepasst an besondere konstruktive Bedingungen. Lindlar

[40] *Muhr, K.-H.; Schnaubelt, L.*: Patentschrift DE3734450

[41] *Kobelev, V.; Neubrand, J.; Brandt, R.; Libioda, M.*: Patentschrift DE10125503

[42] *Brandt, R.*: Kaltformtechnik für PKW-Tragfedern – Kontrolle der Kraftwirkungslinie und ihr Einfluss auf die Dämpferreibung unterschiedlicher Achssysteme. Vortrag Haus der Technik, 14.02.2001, Essen

[43] *Niephage, P.; Müller, H.*: Ein hybrides Verfahren zur Untersuchung beliebig beanspruchter Schraubendruckfedern ohne Windungsberührung. Siegen

[44] *Hoffmann, E.; Brandt, R.; Osterhage, K.; Neubrand, J.*: Vom Konzept zum validierten Bauteil. Verkürzung der Validierungszeit am Beispiel einer kaltgeformten Vorderachsschraubenfeder: DVM-Tag Berlin, 2002

[45] Schraubenfederprüfung in allen Lagen. Informationsbroschüre der Fa. Zwick GmbH & Co. KG. Ulm, 2005

[46] *Neubrand, J.*: Entwicklungstendenzen bei Werkstoffen für Fahrwerksfedern. Tagung „Federung und Dämpfung im Fahrwerk“. Düsseldorf: Car Training Institute, 2004

[47] *Schauerte, O.; Metzner, D; Krafzig, R.; Bennewitz, K.; Kleeman, A.*: Fahrzeugfedern federleicht. In: ATZ 103 (2001), Wiesbaden, 2001

[48] *Ersoy, M.; Vortmeyer, J.; Grannemann, B.*: Schaltbare Stabilisatorsysteme. 5. Grazer Allradkongress, Graz 2004

[49] *Ersoy, M.; Gärtner, A.; Vortmeyer, J.* : AOS+ Adaptive Stabilisatorsysteme mit semiaktiver Zusatzdämpfung. 7. Grazer Allradkongress. Graz, 2006

[50] *Causemann, P.*: Kraftfahrzeugstoßdämpfer. Verlag Moderne Industrie, 1999

[51] *Eulenbach, D.*: Hydropneumatische Niveauregelelemente. Weiterbildung TAE, Oktober 2002

[52] *Behmenburg C.*: Alternative Dämpfungssysteme mit geschlossenem Luftversorgungssystem für Luftfederfahrzeuge. IIR-Tagung „Federung und Dämpfung im Fahrwerk“ 16./17.11.2004. Düsseldorf, 2004

[53] *Pelz, P.; Sonnenburg, R.*: Bestimmung komfortroptimaler Dseignparameter eines LuftfederDämpfers im Fahrzeugmodell – Vergleich mit konventioneller hydraulischer Dämpfung. VDI-Tagung Berechnung, 2004

[54] *Müller, P.; Reichel, H.; Heyl, G.; Wanitschtke, R.; Gold, H.; Krauß, H.-P.*: Das neue Air-Damping-System der BMW HP 2 Enduro. In: ATZ (2005), 10, S. 848–857

[55] ZF Sachs: Technisches Handbuch für den Konstrukteur (Kraftfahrzeugstoßdämpfer)

[56] *Baalmann, H.*: Endanschlähe für Stoßdämpfer. Tagung Kraftfahrzeugstoßdämpfer, Haus der Technik, 2003

[57] *Gilsdorf, H.-J.; Heyn, St.; Gundermann, F.*: Amplitudenselektive Dämpfung (ASD). Aachnener Kolloqium Fahrzeug und Motorentechnik 2004

[58] *Wilhelm, R.*:Das Dämpfungssystem der neuen A-Klasse. IIR-Tagung „Federung u. Dämpfung im Fahrwerk“, Düsseldorf 16./17.11.2004

[59] *Stretz, K.*: Baukasten für Dämpfer und Federbeinmodulkomponenten. Tagung Kraftfahrzeugstoßdämpfer, Hasu der Technik, 2003

[60] *Causemann, P.*: Schwerpunkte der Entwicklung semiaktiver und aktiver Fahrwerke. Technische Konferenz, Fichtel u.Sachs AG. Sitev, 1990

[61] ZF Sachs: Interne Präsentationen

[62] *Causemann, P.*: Semiaktive Schwingungsdämpfung. Weiterbildung, TAE, Oktober 2002

[63] *Spina, M.*: Fullrange rear architecture suspension using flex arm. Vehicle Dynamics Expo, Stuttgart 2004

[64] *Volmer, J.*: Getriebetechnik, Leitfaden. Berlin: VEB Verlag Technik, 1974

[65] *Matchinsky, B.*: Radführungen der Straßenfahrzeuge, 2. Auflage, Berlin/Heidelberg: Springer Verlag, 1998

[66] ZF Lemförder Fahrwerktechnik: Werkfotos, Interne Präsentationen

[67] *Reimpell, J.*: Fahrwerktechnik: Radaufhängungen. Würzburg: Vogel Verlag, 1986

[68] *Seewald, A.; Kostyra, H.*: Gewichtsreduzierung im Fahrewerk, Chancen und Aussichten. HdT Tagung Fahrwerktechnik in München, 6.-7. Juni 2000

[69] *Dyckhoff, J.; Haldenwanger, H.-G.; Reim, Herwig.*: Lenker aus Faserverbundwerkstoff mit Thermoplastmatrix. Sonderausgabe ATZ/MTZ 1999. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1999

[70] *Brungs, D.; Fuchs, H.*: Leichtmetalle im Automobilbau, Trends und zukünftige Anwendungen. Sonderausgabe ATZ/MTZ 1999. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1999

[71] *Ersoy, M.*: Konstruktionskataloge für PKW Leichtbauachsen. HdT Tagung Fahrwerktechnik in München 6.-7. Juni 2000

[72] Fa. Raufoss, Norwegen

[73] Fa. St. Jean Industries, Frankreich

[74] Fa Stampal / Fa UBE Europa, Italien

[75] *N.N.*: Tribology Handbuch. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2000

[76] Simrit, Firmenkatalog Freudenberg. Technische Grundlagen, 5. Auflage. Weinheim, 1997

[77] *Henker, E.*: Fahrwerktechnik. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1993

[78] *Göbel*: Berechnung und Gestaltung von Gummifedern. Berlin/Heidelberg: Springer Verlag, 1955

[79] *Battermann, Köhler*: Elastomere Federung – Elastische Lagerung. Berlin/München: Ernst & Sohn, 1982

[80] ZF Sachs: Firmenprospekt. Schweinfurt

[81] *Frantzen, M.; David, W.; Simon, M.; Ohra-aho, L.*: Reduktion störender Lenkmomente. In: ATZ 106 (2004), S. 434–440

[82] *Menge, M.; Rath, D.; Zeuner, T.*: Neue Fahrwerksteile aus Aluminiumguss. In: ATZ 107 (2005), S. 195–197

[83] *Brändlein, J.; Eschmann, P.; Hasbargen, L.; Weigand, K.*: Die Wälzlagerpraxis. Mainz: Vereinigte Fachverlage, 1998

[84] *Stauber, R. C.; Cecco, C.*: Moderne Werkstoffe im Automobilbau. In: Sonderausgabe ATZ/MTZ 2005

[85] *Menk, Werner*: Eisen sticht Alu. In: Automobil Industrie 3/2004, S. 78–79

[86] *Bender, H. J.; Cussler, K. H.; Hummel, R.; Reintgen, P.; Lindtner, E.; Soproni, I.; Jung, U.*: Innovatives Leichtbauschwenklager aus geschweißten Stahlblechen. Darmstadt: DVM-Bericht 132, 2005

[87] *Pösl, W.*: Lagerungen der Vorderräder frontgetriebener Personenkraftwagen. In: Das moderne Kraftfahrzeug – eine Herausforderung an die Wälzlagertechnik, 1983, S. 24–29

[88] *Pacejka, H. B.*: The Tyre as a Vehicle Component. Proceeding of XXVI FISITA Congress, ed. M. Apetaur. Prague, 1996

[89] *Van Oosten, J. J. M.; Savi, C.; Augustin, M.; Bouhet, O.; Sommer, J.; Colonot, J. P.*: TIME, TIre MEasurements Force and Moment, A New Standard for Steady State Cornering Tyre Testing. EAEC Conference, Barcelona, 1999

[90] *Lugner, P.; Plöchl, M.*: Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis. Proceedings of the 3rd International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis (TMVDA), University of Technology, Vienna, Austria, August 30-31, 2004. Supplement to the International Journal Vehicle System Dynamics, Volume 43, S. 48–62, Taylor & Francis, 2005

[91] Intelligent Tyre Systems – State of the Art and Potential Technologies. Report of Project Number IST-2001-34372, APOLLO – Intelligent Tyre for Accidentfree Traffic, 22.05.2003

[92] FMVSS Standard No. 138 (Final Rule). Entnommen aus: Docket No. NHTSA 2005-20586

[93] *Bochmann, H.* et al.: Stand und aktuelle Entwicklungen bei ReifendruckKontrollsystemen. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 107 (2005), 2, S. 110–117

[94] *Fennel, H.* et al.: Reifenluftdrucküberwachung – Eine sinnvolle Erweiterung für elektronische Bremssysteme von Continental Teves. System Partners 2002. Sonderausgabe von ATZ und MTZ 2002, S. 24–31

[95] *Becherer, Th.* et al.: Der Seitenwandtorsionssensor SWT. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 102 (2000), 11, S. 946

[96] *Stöcker, J.* et al.: Der „Intelligente Reifen" – Zwischenergebnisse einer interdisziplinären Forschungskooperation. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 97 (1997), 12, S. 824

[97] *Ludwig, D.* et al.: Messungen im Reifen mittels integrierter Sensoren. Darmstädter Reifenkolloquium. Fortschr.-Ber. VDI-Reihe 12, Nr. 285, S. 89–100, 1996

[98] *Cyllik, A.* et al.: Der intelligente Reifen – Anwendungsmöglichkeiten des Reifenprofilsensors. Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn, VDI-Bericht Nr. 1632, S. 115–124. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2001

[99] *Gustafsson, F.*: Slipbased estimation of tireroad friction. In: Automatica 33 (1997), 6, S. 1087–1099

[100] *Gustafsson, F.*: Estimation and change detection of tire – road friction using the wheel slip. In: IEEE Control System Magazine 18 (1998), 4, S. 42–49

[101] *Gnadler, R.; Marwitz, H.*: Neues System zur Ermittlung des Kraftschlusspotenzials im Fahrbetrieb. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 106 (2004), 5, S. 458–467

[102] *Wies, B.; Lauer, P; Mundl, R.*: Kraftschluss-Verbesserung durch Synergien aus Winterreifen-Entwicklung und ABS-Regelsystemen. Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn, VDI-Bericht Nr. 1632, S. 319–338. Düsseldorf: VDI-Verlag ,2001

[103] Michelin: Der Reifen – Haftung. 2005

[104] *Backfisch, K.-P.; Heinz, D. S.*: Das neue Reifenbuch. Motorbuch Verlag, 2000

[105] TÜV-Süd Automotive: TÜV SÜD Mark – Reifenprüfzeichen Testverfahren. 2006

[106] Richtlinie ECE R30, R54

[107] ISO-Normen, ISO 8767 (PKW), ISO 9948 (Leicht- und Schwer-LKW-Reifen) zu Rollwiderstandsmessung

[108] Richtlinie 92/23/EWG (1992) mit Erweiterung 2001/43/EG (2001)

[109] US Rule FMVSS 109, 119, 139 (Federal Motor Vehicle Safety Standards – Department of Transportation, DOT)

[110] *Schick, B.; Gimmler,H.; Rauh, J.; Witschass, S.*: 3D-TRACK – Give the Simulation the chance for a better work! Mobile, highresolution topology and roughness measurement of road surface to create 3D Track models. Fisita World Congress, 2006

[111] *Frey, M.; Gnadler, R.; Günter, F.*: Untersuchung der Verlustleistung an PKW Reifen. VDI-Berichte 1224. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1995

[112] *Reithmaier, W.; Staude, M.*: Energie- und Kosteneffiziente Reifen. tire.wheel.tech, 2006

[113] *Netsch, L.; Ito, Yuji; Schick, B.; Kraus, A.; Berkmüller, M.*: TM – TÜV Tire Temperature Method. A Breakthrough Methodology for Evaluating Tire Robustness, Performance and Wear. Fisita World Congress, 2006

[114] *Hofmann, H.; Tröster, M.*: Kraftfahrzeug-Radlagerungen: Aktuelles für die Großserie. In: Wälzlagertechnik 1983-2 und 1984-1, S. 20–27

[115] *Hofmann, H.; Feser, W.*: Kraftfahrzeug-Radlagerungen: Tendenz zu Lagerungseinheiten auch bei nichtgetriebenen Rädern. In: Wälzlagertechnik 1985, S. 12–18

[116] *Hofmann, H.; Bayer, O.*: ABS-fähige Radlager. In: Wälzlagertechnik Industrietechnik, 1990